



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**ZÁŽEHOVÝ TŘÍVÁLCOVÝ HVĚZDICOVÝ LETECKÝ
MOTOR**

PETROL THREE-CYLINDER RADIAL AIRCRAFT ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Marek Břečka

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Marek Břečka**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Zážehový tríválcový hvězdicový letecký motor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout hnací ústrojí zážehového tríválcového hvězdicového leteckého motoru a provést jeho výpočtovou kontrolu.

Cíle diplomové práce:

Pro zadané základní parametry klikového mechanismu a válcové jednotky.
Navrhnout konfiguraci klikového hřídele.
Navrhnout uspořádání hlavní ojnice a vedlejších ojníc.
Navrhnout vyvážení setrvačných sil v klikovém mechanismu.
Pro zvolené uspořádání klikového mechanismu zpracovat výkresovou dokumentaci jeho hlavních komponent.
Provést pevnostní kontrolu vybraných komponent.

Seznam doporučené literatury:

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 3rd edition. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1999. 641 s. ISBN 0768004950.

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

KÖHLER, Eduard. Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. 3. verb. Aufl. Braunschweig [u.a.]: Vieweg, 2002. 548 s. ISBN 3-528-23108-4.

HAFNER, Karl Ernst a MAASS, Harald. Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschinen. Wien, New York: Springer Verlag, 1995. 424 s. ISBN 978-3-7091-7-68-5.

SKOTSKY, Alexander A. Automotive engines: control, estimation, statistical detection. Berlin: Springer Verlag, 2009. 215 s. ISBN 978-3-642-00163-5.

JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. Automobily (3): Motory. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 179 s. ISBN 978-80-87143-15-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je návrh klikového mechanismu zážehového tříválcového hvězdicového motoru se zadanými základními parametry (vrtání, zdvih, atd.), návrh vyvážení setrvačných sil, napěťová analýza a stanovení únavové bezpečnosti u vybraných dílů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Hvězdicový motor, hnací ústrojí, ojnice, vyvažování, MKP analýza.

ABSTRACT

The purpose of this thesis is to design a powertrain of petrol three-cylinder radial aircraft engine with the main parameters specified (bore, stroke, etc.), balancing inertia forces, stress analysis and determining of fatigue of the selected parts.

KEYWORDS

Radial engine, powertrain, connecting rod, balancing, FEM analysis.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BŘEČKA, M. *Zážehový tříválcový hvězdíkový letecký motor*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 81 s. Vedoucí diplomové práce Václav Píštěk

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Marek Břečka

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji panu prof. Ing. Václavu Pištěkovi, DrSc. za odborné vedení této diplomové práce, za cenné připomínky a rady při zpracování, za ochotu a přátelský přístup. Další poděkování patří rodině a přítelkyni za jejich podporu po dobu mého studia. Nakonec bych chtěl poděkovat firmě Tramo Group za propůjčení licence programu Solid Edge.

OBSAH

Úvod	10
1 Pístové spalovací motory v letectví	11
1.1 Princip činnosti	11
1.2 Rozdělení leteckých pístových motorů	13
1.3 Hvězdicové pístové spalovací motory	14
1.3.1 Hvězdicové motory se společným čepem	15
1.3.2 Hvězdicové motory se společnou ojnici	15
2 Návrh 3d modelů	17
2.1 Výpočet základních parametrů	18
2.1.1 Úhly mezi jednotlivými válci motoru	18
2.1.2 Kompresní objem hlavního válce	19
2.1.3 Dráha hlavního pístu	19
2.1.4 Spalovací prostor hlavního válce	20
2.1.5 Dráhy vedlejších pístů	20
2.1.6 Spalovací prostor vedlejšího válce	21
2.2 Tvorba 3D modelů	23
2.2.1 Vedlejší ojnice	23
2.2.2 Hlavní ojnice	23
2.2.3 Vedlejší čep	24
2.2.4 Kliková hřídel	25
2.2.5 Kluzná ložiska	26
2.2.6 Pístní skupina	26
2.3 Hmotnostní parametry jednotlivých komponent	27
2.3.1 Redukce vedlejší ojnice	27
2.3.2 Redukce hlavní ojnice	28
3 Výpočty silových působení	30
3.1 Síly od tlaku plynů	30
3.2 Rychlost a zrychlení pístů	32
3.2.1 Fourierův rozklad	33
3.2.2 Výpočet rychlosti a zrychlení pístu	34
3.3 Úhlová rychlost a zrychlení ojníc	36
3.4 Setrvačné síly posuvných částí	38
3.4.1 Setrvačné síly posuvných částí hlavního válce	38
3.4.2 Setrvačné síly posuvných částí vedlejších válců	38
3.4.3 Výslednice setrvačných sil posuvných částí	39

3.5	Odstředivá síla rotačních částí	41
3.5.1	Redukovaná hmotnost zalomení.....	41
3.5.2	Výpočet odstředivé síly rotačních částí	42
4	Vyvažování motoru	43
4.1	Vyvažování setrvačných sil posuvných částí.....	43
4.2	Návrh vývažků na klikové hřídeli.....	44
4.3	Konstrukce vývažku	45
4.4	Výsledné síly působící na píst a ojnici.....	47
4.4.1	Celkové síly na píst	47
4.4.2	Síly přenášené vedlejšími ojnici.....	48
5	Pevnostní analýza	49
5.1	Výběr kontrolovaných stavů	49
5.2	Výpočtové modelování v programu ANSYS Workbench.....	50
5.2.1	Import modelů s automaticky generovanými kontakty	50
5.2.2	Tvorba sítě konečných prvků	52
5.2.3	Okrajové podmínky	53
5.2.4	Zatížení sestavy vedlejší ojnice	53
5.3	Výsledky analýzy napětí vedlejší ojnice.....	54
6	Únavové namáhání ojnice	59
6.1	Kritická místa vedlejší ojnice	60
6.2	Výpočet ekvivalentního napětí	61
6.3	Volba materiálu.....	62
6.4	Vyjádření součinitelů ovlivňujících bezpečnost	63
6.4.1	Součinitel vlivu povrchu.....	63
6.4.2	Součinitel spolehlivosti	63
6.4.3	Poměrný gradient napětí.....	64
6.4.4	Korekční součinitel.....	64
6.4.5	Poměrný součinitel vrubu a koncentrace napětí	65
6.5	Stanovení bezpečnosti.....	65
7	Kontrola vedlejšího čepu	68
7.1	Namáhání vedlejšího čepu ohybem	68
7.2	Namáhání vedlejšího čepu smykem	69
	Závěr.....	70
	Použité informační zdroje.....	71
	Seznam použitých zkratk a symbolů	73
	Seznam příloh	81

ÚVOD

Klikový mechanismus slouží k převodu posuvného pohybu pístu na rotační pohyb klikové hřídele. K tomuto přenosu slouží ojnice, která koná obecný rovinný pohyb, tedy část koná posuvný pohyb spolu s pístem a část koná rotační pohyb spolu s klikovou hřídelí. Tím však je ojnice při provozu velmi namáhána, a proto je na ni kladen požadavek na vysokou pevnost a bezpečnost.

Hvězdicový motor je takový motor, který má oproti řadovému motoru válce uspořádané do kruhu kolem klikové hřídele. Hvězdicový motor se společnou ojnici má pak tyto válce v jedné rovině. Společnou ojnici tvoří hlavní ojnice, která je přímo napojená na klikovou hřídel, a sestava vedlejších ojníc, které jsou připojené k ojnici hlavní pomocí čepů. Díky vhodnému uspořádání jsou hvězdicové motory využívány hlavně v letectví.

Základním cílem této práce je s využitím zadaných parametrů řadového tříválcového motoru navrhnout klikový mechanismus hvězdicového tříválcového motoru. Tato práce se bude zabývat kinematikou, návrhem 3D modelů, zátěžnými účinky, vyvažováním a pevnostní analýzou vybraných komponent.

1 PÍSTOVÉ SPALOVACÍ MOTORY V LETECTVÍ

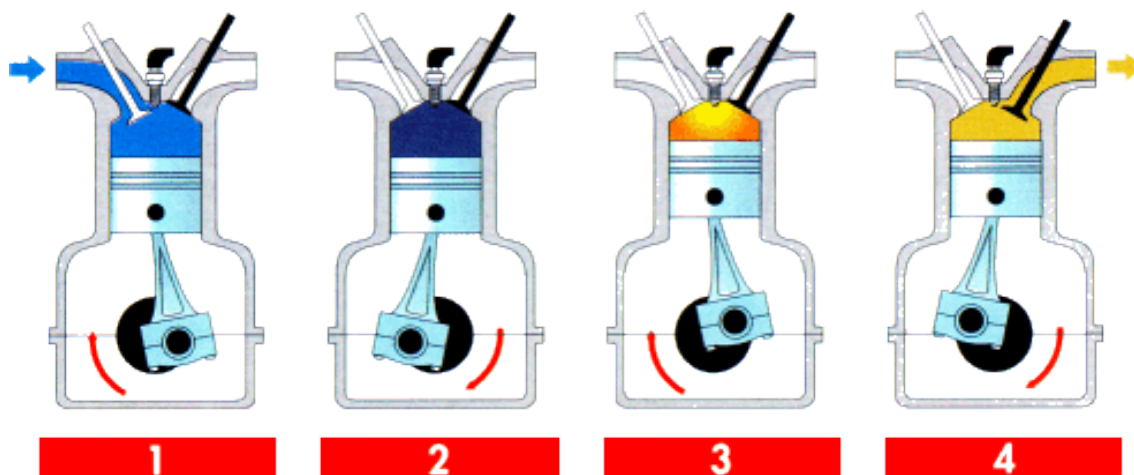
Pístové spalovací motory jsou nejstarším druhem spalovacích motorů, které se používají v letectví. Jejich vývoj je s letectvím spojen od prvního letu letounu Flyer I, který byl poháněn motorem o výkonu 8,8 kW. [3] Během první poloviny dvacátého století došlo k bouřlivému vývoji a na konci druhé světové války stanuly pístové spalovací motory na pomyslném vrcholu vývoje. Vzhledem ke složitosti konstrukce, dostupným technologiím a materiálům byly v té době špičkou ve strojírenské výrobě. Po druhé světové válce však začaly být v letectví masivně nahrazovány proudovými a turbo hřídelovými lopatkovými motory, které dosahovaly vyšších výkonů a rychlostí při menších hmotnostech. [1]

1.1 PRINCIP ČINNOSTI

V pístových motorech se tepelná a tlaková energie získaná spalováním paliva v uzavřeném spalovacím prostoru mění na mechanickou práci, která je přes píst předávána na klikovou hřídel. Chemická energie obsažená v palivu přeměněná na mechanickou práci je hřídelí odváděna na vrtuli letadla či rotory vrtulníku. Přeměna tepelné a tlakové energie na mechanickou práci se u motoru skládá z řady po sobě jdoucích termodynamických změn pracovní látky, tzv. pracovní doby. [1]

Pracovní doby:

1. **sání** (sací zdvih) – plnění válce vzduchem či směsí,
2. **komprese** – stlačení vzduchu či směsi ve válci,
3. **expanze** (expanzní zdvih) – probíhá spalování, při kterém se z motoru získává práce,
4. **výfuk** – odstranění spalín z pracovního prostoru. [11]

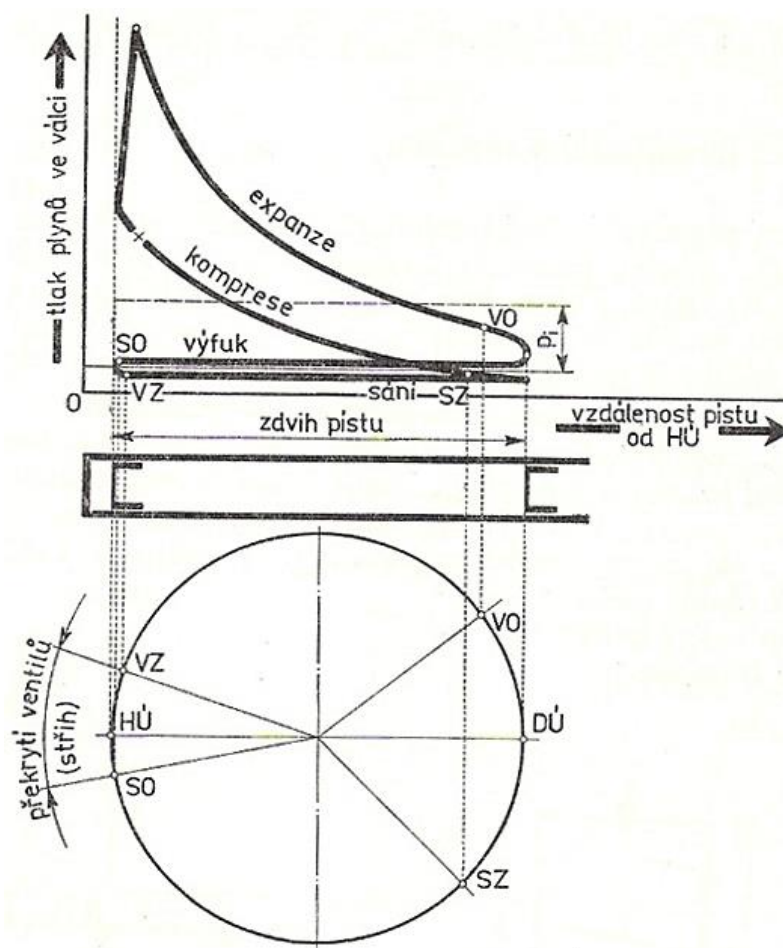


Obr. 1.1: Pracovní doby pístového spalovacího motoru [11]

Souhrn těchto změn se nazývá pracovní cyklus nebo také oběh spalovacího motoru. Oběh motoru se často zobrazuje pomocí indikátorového diagramu – p-V diagram. Oběhy různých motorů se od sebe mírně liší, i přesto, že se vždycky skládají ze 4 výše uvedených pracovních dob. Nejpodstatnější rozdíl v principu činnosti nastává mezi dvoudobými a čtyřdobými motory.

U čtyřdobého motoru proběhne celý pracovní cyklus během dvou otáček klikové hřídele, tedy trvání každé pracovní doby odpovídá pohybu pístu mezi horní a dolní úvratí, tedy jednomu zdvihu. Při kompresi a expanzi náplně válce jsou všechny ventily uzavřeny. Tato část pracovního oběhu se také nazývá vysokotlaká. Výměna náplně, tj. výtlač spalín a naplnění válce, se uskutečňuje při pohybu pístu mezi horní a dolní úvratí při otevření výfukového respektive sacího ventilu. Vzhledem k podstatně nižším tlakům ve válci se tato část oběhu nazývá nízkotlaká. Ovládání ventilů je zabezpečeno rozvodovým mechanismem.

U dvoudobého motoru proběhne celý cyklus během jedné otáčky klikové hřídele. U tohoto druhu motorů se vzduch či směs dopravuje do válce vždy s přetlakem. K tomuto účelu se často využívá tlak vznikající v klikové skřini. Vzduch se do klikové skříně nasává při pohybu pístu směrem k horní úvratí, kdy se prostor pod pístem zvětšuje. Při pohybu pístu k dolní úvratí je pak směs stlačována a vytlačována ze skříně přepouštěcím kanálem do válce. Motory tohoto druhu jsou většinou opatřeny kanálovým rozvodem, kde jsou ve stěně válce otvory, které jsou zavírány a otvírány pláštěm pístu při pohybu mezi horní a dolní úvratí. Časování je pevně dáno polohou kanálů ve válci.



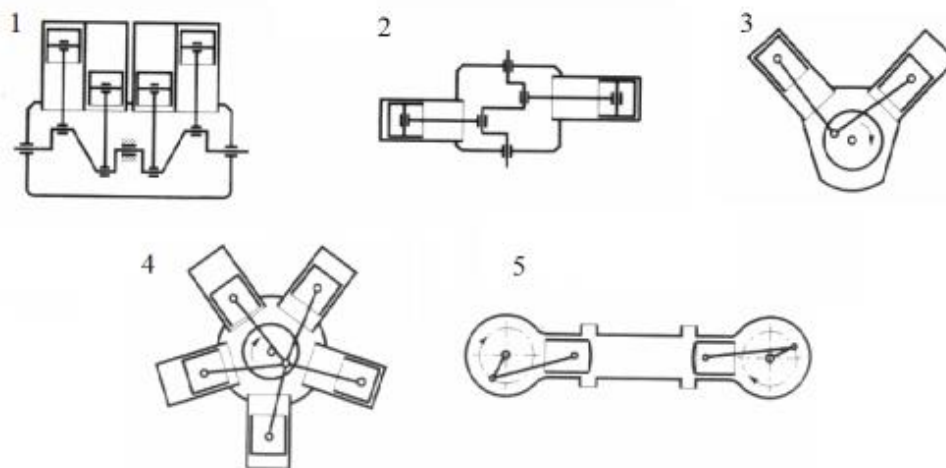
Obr. 1.2 - p - V diagram čtyřdobého zážehového motoru [12]

U vznětového motoru je nasáván čistý vzduch a palivo je vstřikováno přímo do válce na konci kompresního zdvihu. Vstříknuté palivo se nezapaluje svíčkou, ale vznítí se samo v okamžiku vstříknutí díky vysoké teplotě stlačeného vzduchu. Vznětové motory pracují s vyšším kompresním poměrem a dosahují tedy vyšší tepelné účinnosti. [1]

1.2 ROZDĚLENÍ LETECKÝCH PÍSTOVÝCH MOTORŮ

V průběhu vývoje vznikla celá řada různých konstrukcí, které se odvíjely především od použití motoru a úrovně technického vývoje doby. [1] Letadlové motory rozdělujeme podle různých hledisek:

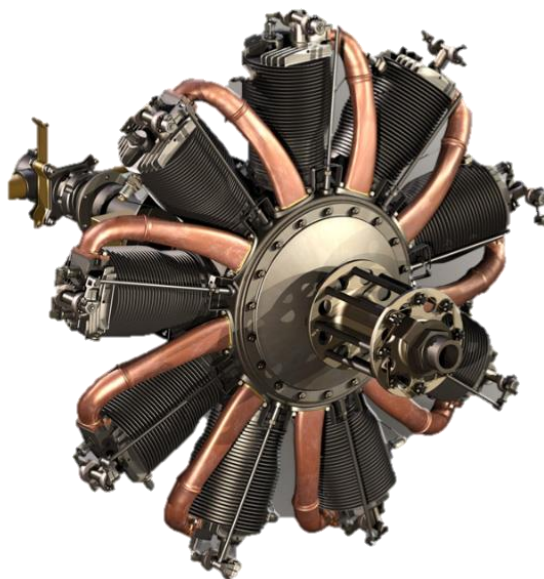
- druh použitého paliva:
 - motory na lehké palivo – motory zážehové,
 - motory na těžké palivo – motory vznětové,
- pracovní oběh:
 - motory čtyřdobé,
 - motory dvoudobé,
- uspořádání válců:
 - motory řadové:
 - jednořadé stojaté,
 - jednořadé visuté (invertní),
 - dvouřadé stojaté (motor V),
 - dvouřadé visuté,
 - dvouřadé s protilehlými válci (ploché),
 - třířadé (motor W),
 - čtyřřadé (motor H nebo X),
 - motory hvězdicové:
 - jednohvězdicové,
 - několikahvězdicové,
- počet válců,
- způsob chlazení:
 - motory chlazené vzduchem,
 - motory chlazené kapalinou,
- změna výkonu s výškou:
 - motory výškové,
 - motory nevýškové,
- účel a výkon:
 - motory malého výkonu,
 - motory středního výkonu,
 - motory velkého výkonu.



Obr. 1.3: Schématické uspořádání válců motorů, 1 – řadový, 2 – plochý, 3 – uspořádání do „V“, 4 - hvězdicový, 5 – boxer [13]

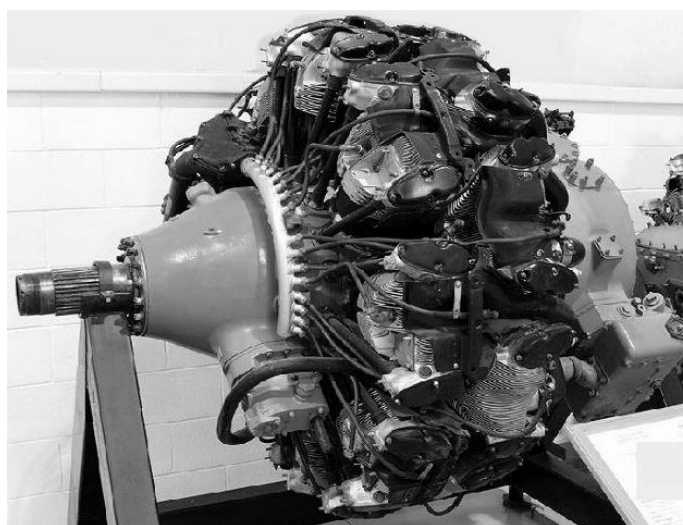
1.3 HVĚZDICOVÉ PÍSTOVÉ SPALOVACÍ MOTORY

První hvězdicové motory vznikly z důvodu zabezpečení dobrého chlazení vzduchem. U první koncepce se jednalo o rotační hvězdicové motory, kde kliková hřídel stála a skříň s připojenou vrtulí rotovala. Tyto motory byly nejvíce využívány v období první světové války. Limitovaný výkon, velký reakční a gyroskopický moment a malá spolehlivost nakonec způsobily, že byly tyto motory postupně nahrazovány typy s pevnými válci a vyššími výkony řádově 220 – 300 kW.



Obr. 1.4: Rotační motor Le Rhone [14]

Vzduchem chlazené motory s pevnými válci se dostávají do popředí především v období mezi světovými válkami. V tomto období se také objevují v konstrukci nové prvky. Motory výškové jsou opatřeny odstředivým kompresorem. Neustále se zvyšující otáčky si vyžádaly zavedení reduktorů. Začínají se používat stavitelné vrtule. Za druhé světové války i v období po jejím skončení dále rostly výkony. Toho bylo dosaženo také zvýšením počtu hvězd u jednoho motoru. Nejsilnější motory dosahovaly výkonu až 2950 kW. [3]



Obr. 1.5: Dvouhvězdicový motor Wright R-3350 [15]

Nástup letadlových lopatkových motorů omezil použití pístových na lehká letadla vyžadující menší výkony. Pístové letadlové motory však nezanikly. V současné době jsou nepostradatelné pro některé kategorie letadel a zájem o ně, především díky jejich hospodárnosti, dále roste.

Hvězdicové motory lze dělit podle uspořádání klikového mechanismu:

- se společným čepem na klikové hřídeli,
- se společnou ojnicí.

1.3.1 HVĚZDICOVÉ MOTORY SE SPOLEČNÝM ČEPEM

U klikového mechanismu se společným čepem jsou jednotlivé ojnice poskládány za sebou na jednom zalomení klikové hřídele, obdobně jako je tomu u motorů do „V“. Výhodou je jednoduchost konstrukce klikového mechanismu, jelikož jsou všechny ojnice stejné. Zachovává se také poměr doby komprese a expanze na všech válcích. Jednou z nevýhod tohoto uspořádání je velké prodloužení čepu na klikové hřídeli. Další nevýhodou pak představuje rozestup jednotlivých válců, neboť ojnice nejsou v jedné rovině, což výrazně komplikuje rozvodový mechanismus.



Obr. 1.6: Příklad uložení ojnic na společném čepu [16]

1.3.2 HVĚZDICOVÉ MOTORY SE SPOLEČNOU OJNICÍ

Ve své práci se budu věnovat návrhu klikového mechanismu se společnou ojnicí.

U tohoto typu mechanismu je jedna hlavní ojnice přímo napojena na klikové hřídeli. Hlavní ojnice se většinou využívá s nedělenou hlavou. Ostatní vedlejší ojnice, obvykle v rozmezí od 2 do 8, jsou k ní připojené pomocí čepů.

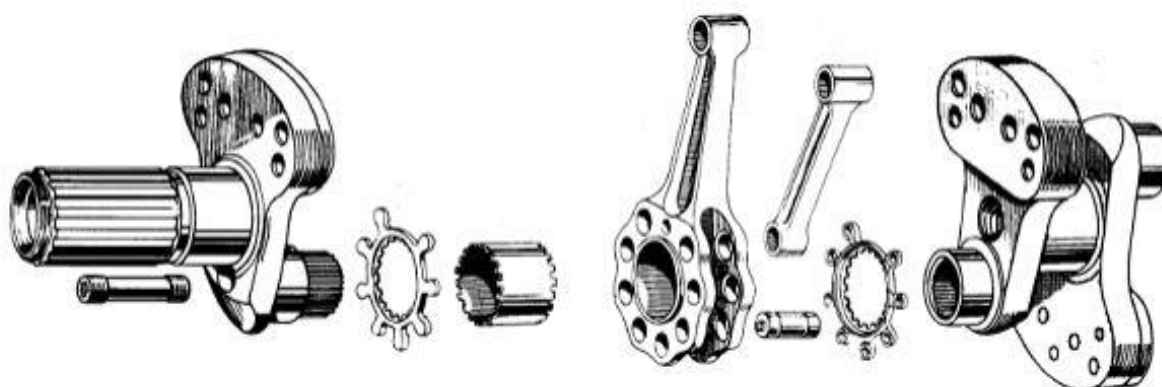
U tohoto typu je však rozdílná kinematika hlavní a vedlejších ojnic a z toho důvodu vznikají přídatná namáhání, která se přenášejí na válec hlavní ojnice. Z důvodu nedělené hlavní ojnice je nutné použít dělenou klikovou hřídel.

Mezi výhody uspořádání klikového mechanismu se společnou ojnící patří především velikost celého motoru, který zabírá na přídi letadla menší prostor a dá se chladit vzduchem. Další výhodou je také tuhost hlavy systému hlavní a vedlejších ojníc.



Obr. 1.7: Soustava hlavní ojnice s ojnícemi vedlejšími [17]

Z důvodu nedělené hlavní ojnice je nutné použít dělenou klikovou hřídel. V klikové hřídeli jsou vedeny kanálky pro tlakový olej. Z čepu klikového hřídele se maže oko hlavní ojnice. Vedlejší ojnice jsou mazány pomocí kanálů v ojnici hlavní. Pístní čep se maže buď otvorem vrtaným v dříku, nebo rozstříkovaným olejem, který se dostává mezi třecí plochy otvoru v ojničním oku.



Obr. 1.8: Sestava hvězdicového motoru se společnou ojnící a dělenou klikovou hřídelí [18]

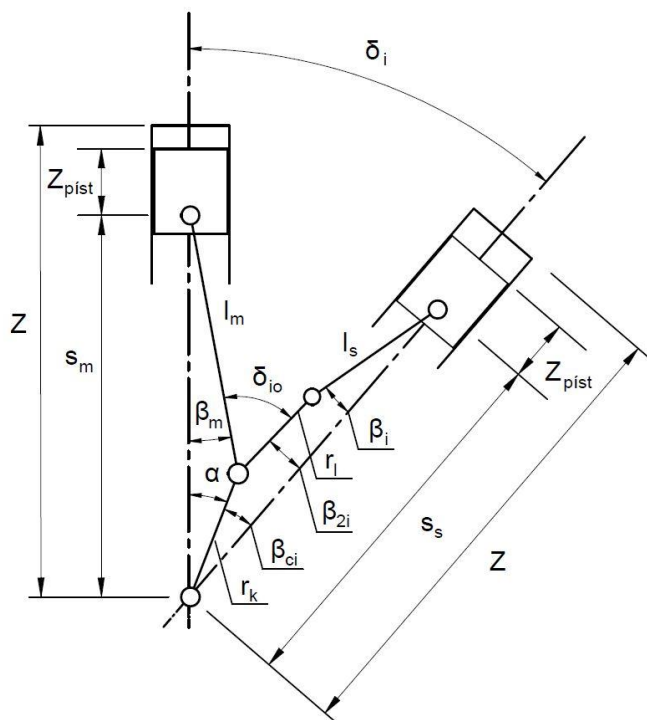
2 NÁVRH 3D MODELŮ

Pro tuto diplomovou práci byly zadány základní parametry válcové jednotky. Tyto parametry vychází z řadového tříválcového motoru Škoda AZQ, BME (1,2 HTP). Některé základní parametry tohoto motoru jsou uvedeny v tabulce 1 a budou aplikovány na hlavní válec řešeného hvězdicového motoru. Některé hodnoty nelze použít pro vedlejší válce a je potřeba je dopočítat.

Tabulka 1. Základní parametry válcové jednotky

Počet válců	i_v	[-]	3
Zdvihový objem hlavního válce	V_{zm}	[cm ³]	399,4
Vrtání	D	[mm]	76,5
Zdvih	Z_m	[mm]	86,9
Kompresní poměr	ϵ_m	[-]	10,3
Jmenovité otáčky	n	[min ⁻¹]	3000
Poloměr zalomení klikové hřídele	r_k	[mm]	43,45
Délka hlavní ojnice	l_m	[mm]	138

Jelikož se jedná o hvězdicový motor se společnou ojnicí, je nutné dopočítat některé rozměry vedlejších ojnic a jejich rozmístění. Ojnicní soustava hvězdicových motorů se skládá z hlavní a vedlejších ojnic. Výhodou je větší tuhost hlavy, nevýhodou různý pohyb hlavní a vedlejších ojnic a jejich pístů. Schéma ústrojí s vedlejší ojnicí je znázorněné na obr. 2.1.



- Z – vzdálenost osy otáčení klikové hřídele od hlavy válce [mm]
- $Z_{píst}$ – výška pístu [mm]
- s_m – dráha pístu „m“ [mm]
- s_s – dráha pístu „s“ [mm]
- δ_i – odklon osy vedlejšího válce [°]
- δ_{io} – odklon vedlejší ojnicí kliky [°]
- α – natočení klikové hřídele [°]
- β_{ci} – natočení klikové hřídele vůči ose vedlejšího válce [°]
- β_m – odklon hlavní ojnice [°]
- β_i – odklon vedlejší ojnice [°]
- β_{2i} – odklon vedlejší ojnicí kliky od osy vedlejšího válce [°]
- l_m – délka hlavní ojnice [mm]
- l_s – délka vedlejší ojnice [mm]
- r_k – poloměr zalomení kliky [mm]
- r_i – délka vedlejší ojnicí kliky [mm]

Obr. 2.1: Schéma pobočného klikového ústrojí [19]

2.1 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ

Pro správnou funkci všech válců, a tedy i celého motoru, je nutné dodržet kompresní poměr daný u hlavního válce $\varepsilon_m = 10,3$. Kompresní poměr je podíl objemu nad pístem v dolní úvrati k objemu spalovacího prostoru nad pístem v horní úvrati. Kompresní poměr vedlejšího válce je tedy přímo ovlivněný dráhou vedlejšího pístu. Tato dráha je ovlivněná různými parametry, mimo jiné mezi ně patří:

- délka vedlejší ojnice,
- délka vedlejší ojnicní kliky,
- odklon vedlejší ojnicní kliky.

Jelikož se jedná o hvězdicový motor se třemi válci, dochází zde k symetrii a lze předpokládat, že délky obou vedlejších ojníc a délky vedlejších ojnicních klik budou stejné [4].

2.1.1 ÚHLY MEZI JEDNOTLIVÝMI VÁLCI MOTORU

Úhly rozevření mezi jednotlivými válci se vypočítají pomocí rovnice:

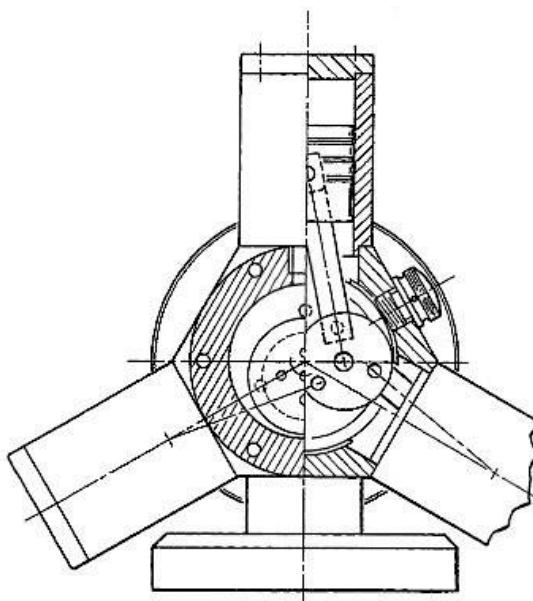
$$\delta = \frac{360}{i_v} [^\circ], \quad (1)$$

kde za i_v dosazujeme počet válců motoru. Po dosazení dostáváme hodnotu $\delta = 120^\circ$.

Pro úhel mezi osou hlavního a vedlejšího válce δ_i platí vztah:

$$\delta_i = \delta \cdot i_v [^\circ]. \quad (2)$$

Pro hvězdicový tříválec tedy platí, že jsou jednotlivé válce rozmístěny po 120° . Tedy $\delta_s = 120^\circ$ a $\delta_i = 240^\circ$.



Obr. 2.2: Rozložení válců u tríválcového motor [20]

2.1.2 KOMPRESNÍ OBJEM HLAVNÍHO VÁLCE

Jelikož není v zadání hodnota kompresního objemu hlavního válce, je nutné tuto hodnotu dopočítat. K tomu se využije rovnice (3) pro výpočet kompresního poměru, který se rovná podílu objemu válce nad pístem ve spodní úvrati a v horní úvrati:

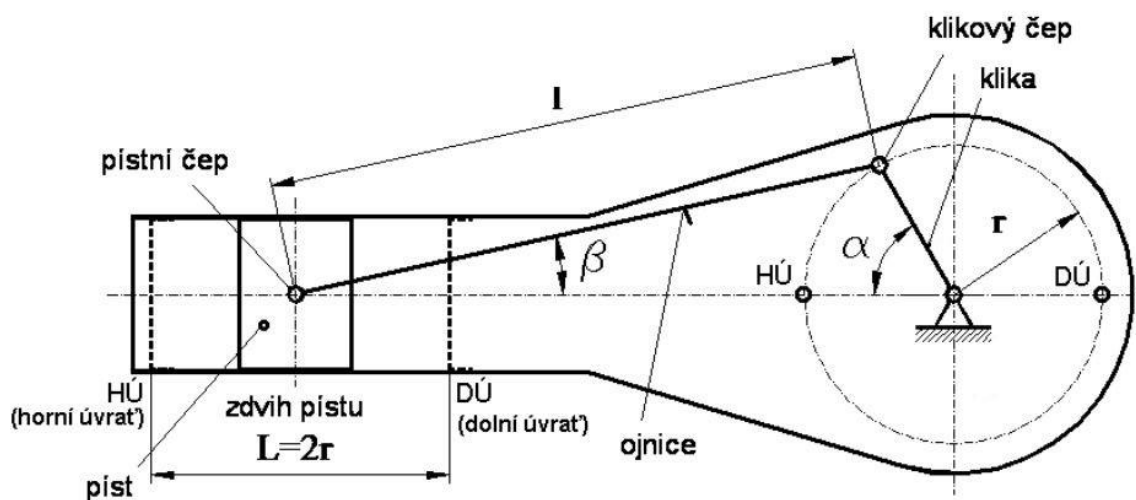
$$\varepsilon_m = \frac{V_{zm} + V_{km}}{V_{km}} [-]. \quad (3)$$

Po úpravě a vyjádření dostaneme vztah pro kompresní objem hlavního válce V_{km} :

$$V_{km} = \frac{V_{zm}}{(\varepsilon_m - 1)} [cm^3]. \quad (4)$$

2.1.3 DRÁHA HLAVNÍHO PÍSTU

Pro výpočet dráhy pístu hlavního válce se použije vztah (5) odvozený z kinematického schéma jednoduchého klikového mechanismu, viz obr. 2.3, který vyjadřuje vzdálenost pístního čepu od osy otáčení klikové hřídele.



Obr. 2.3: Kinematické schéma jednoduchého klikového mechanismu [21]

Tato vzdálenost je závislá na úhlu natočení klikové hřídele. A vyjádří se vztahem:

$$s_m = r_k \cdot \cos(\alpha) + l_m \cdot \cos(\beta_m) [mm], \quad (5)$$

kde r_k je poloměr zalomení klikové hřídele, l_m je délka hlavní ojnice a α je úhel natočení klikové hřídele. Úhel β_m vyjadřuje odklon hlavní ojnice od osy hlavního válce. Vztah pro výpočet tohoto úhlu je odvozen opět z obrázku 2.3:

$$\beta_m = \arcsin \left[\frac{r_k \cdot \sin(\alpha)}{l_m} \right] [^\circ]. \quad (6)$$

Dle zadaných hodnot je délka hlavní ojnice $l_m = 138$ mm a poloměr zalomení kliky $r_k = 43,45$ mm. Z rovnice (5) byla vypočítána dráha hlavního pístu (viz obr. 2.4), z této dráhy se určila minimální a maximální hodnota, které se dále použily pro stanovení zdvihového objemu:

$$\max(s_m) = 181,45 \text{ [mm]},$$

$$\min(s_m) = 94,55 \text{ [mm]}.$$

2.1.4 SPALOVACÍ PROSTOR HLAVNÍHO VÁLCE

Při stanovení kompresních poměrů vedlejších válců bylo předpokládáno, že vzdálenost osy otáčení klikové hřídele od stropu spalovacího prostoru je pro všechny válce stejná. Nejprve bylo nutné určit rozměry spalovacího prostoru hlavního válce.

Zdvih hlavního pístu Z_m :

$$Z_m = \max(s_m) - \min(s_m) = 86,9 \text{ [mm]}. \quad (7)$$

Zdvihový objem V_{zm} :

$$V_{zm} = Z_m \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} = 399,5 \text{ [cm}^3\text{]}. \quad (8)$$

Kompresní objem V_{km} :

$$V_{km} = \frac{V_{zm}}{(\varepsilon_m - 1)} = 42,96 \text{ [cm}^3\text{]}. \quad (9)$$

Výška kompresního objemu Z_{km} :

$$Z_{km} = \frac{4 \cdot V_{km}}{D^2 \cdot \pi} = 9,344 \text{ [mm]}. \quad (10)$$

Vzdálenost osy otáčení klikového hřídele od stropu spalovacího prostoru:

$$Z = Z_{km} + Z_{píst} + l_m + r_k = 220,064 \text{ [mm]}, \quad (11)$$

kde $Z_{píst}$ je kompresní výška pístu.

2.1.5 DRÁHY VEDLEJŠÍCH PÍSTŮ

Pro výpočet dráhy vedlejšího pístu se použije obdobný vztah, který vyjadřuje vzdálenost pístního čepu vedlejšího válce od osy otáčení klikové hřídele. [4] Za proměnné r_l a l_s byly dosazeny návrhové hodnoty. Poté se vypočítal kompresní poměr a pomocí scriptu v programu Matlab byly tyto návrhové hodnoty optimalizovány pro dosažení stejného kompresního poměru jako u hlavního válce. Dráha prvního vedlejšího pístu se vypočítá ze vztahu:

$$s_s = r_k \cdot \cos(\beta_{cs}) + r_l \cdot \cos(\beta_m - \varphi_s) + l_s \cdot \cos(\beta_s) \text{ [mm]}, \quad (12)$$

kde l_s je délka vedlejší ojnice, r_l je délka vedlejší ojniční kliky, β_{cs} je úhel natočení klikové hřídele vůči ose prvního vedlejšího válce, β_s je úhel odklonu první vedlejší ojnice vůči ose prvního vedlejšího válce. Úhel φ_s udává rozdíl mezi úhlem rozevření první vedlejší ojniční kliky a úhlem rozevření osy prvního vedlejšího válce. Vypočítá se ze vztahu:

$$\varphi_s = \delta_{so} - \delta_s = 7 [^\circ]. \quad (13)$$

Úhel natočení klikové hřídele vůči ose prvního vedlejšího válce:

$$\beta_{cs} = \delta_s - \alpha [^\circ]. \quad (14)$$

Úhel odklonu první vedlejší ojnice vůči ose prvního vedlejšího válce:

$$\beta_s = \arcsin \left[\frac{r_k \cdot \sin(\beta_{cs}) + r_l \cdot \sin(\beta_m - \varphi_s)}{l_s} \right] [^\circ]. \quad (15)$$

Z rovnice (12) pro výpočet dráhy vedlejšího pístu byly vyčísleny hodnoty pro maximální a minimální polohu, které jsou potřeba k dalším výpočtům:

$$\max(s_s) = 180,35 [\text{mm}],$$

$$\min(s_s) = 83,23 [\text{mm}].$$

2.1.6 SPALOVACÍ PROSTOR VEDLEJŠÍHO VÁLCE

Zdvih vedlejšího pístu Z_s :

$$Z_s = \max(s_s) - \min(s_s) = 97,12 [\text{mm}]. \quad (16)$$

Výška kompresního objemu Z_{ks} :

$$Z_{ks} = Z - \max(s_s) - Z_{píst} = 10,44 [\text{mm}]. \quad (17)$$

Kompresní objem V_{ks} :

$$V_{ks} = Z_{ks} \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} = 48,01 [\text{cm}^3]. \quad (18)$$

Zdvihový objem V_{zs} :

$$V_{zs} = Z_s \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} = 446,5 [\text{cm}^3]. \quad (19)$$

Kompresní poměr vedlejšího válce:

$$\varepsilon_s = \frac{V_{zs} + V_{ks}}{V_{ks}} = 10,3009 [-]. \quad (20)$$

Jelikož se jedná o hvězdicový tříválcový motor, tak zde dochází k symetrii mezi prvním a druhým vedlejším válcem a tedy i hodnoty pro druhý vedlejší válec vychází shodně, jako pro první vedlejší válec, viz tabulka 2. Výpočet druhého válce je přiložen v příloze 1.

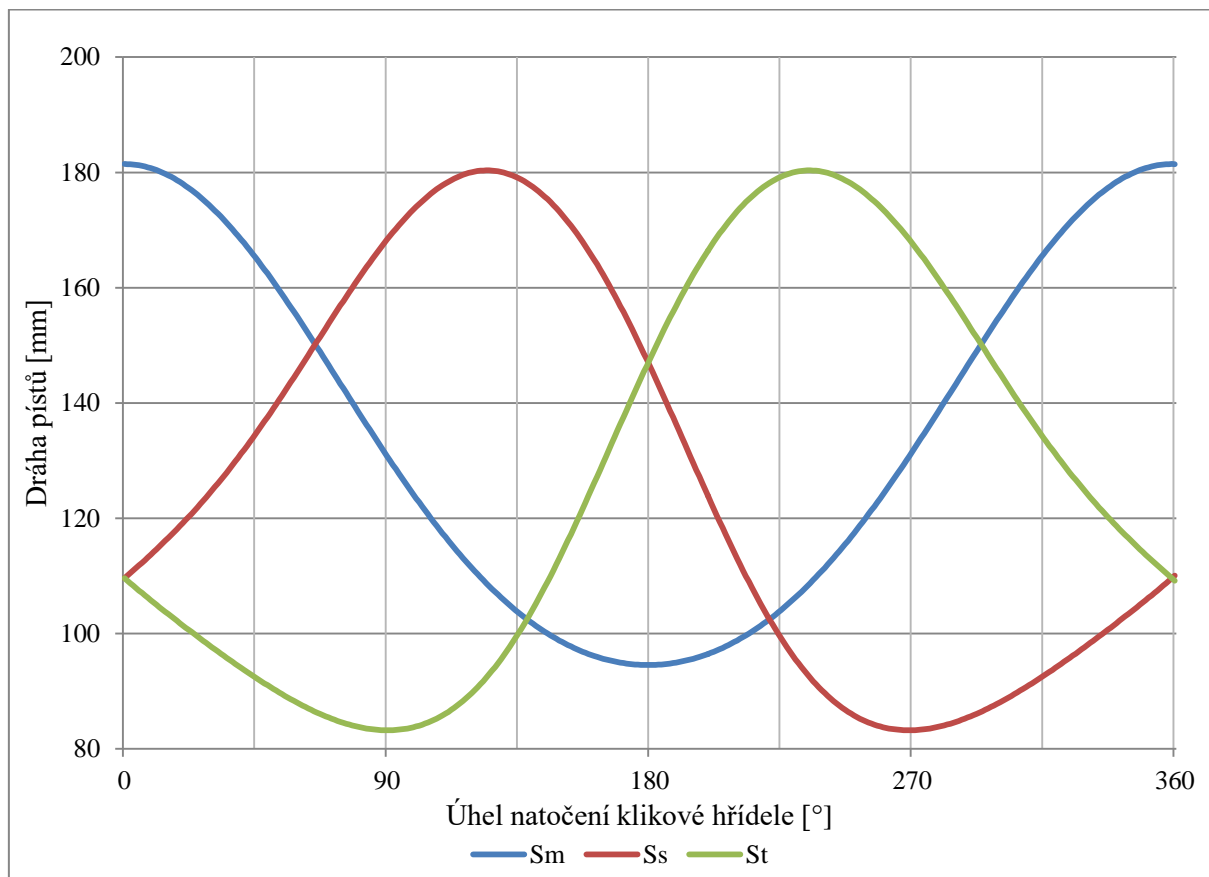
Tabulka 2. Porovnání hodnot hlavního a vedlejších válců

	Hlavní válec	1. vedlejší válec	2. vedlejší válec
Zdvihový objem [cm³]	399,4	446,5	446,5
Kompresní objem [cm³]	42,96	48,01	48,01
Kompresní poměr [-]	10,3	10,3009	10,3009

Z této tabulky je patrné, že pro dosažení stejného kompresního poměru narostly hodnoty zdvihového i kompresního objemu pro oba vedlejší válce. To je zapříčiněno složitostí pobočného mechanismu a napojením vedlejších ojníc k ojnici hlavní.

Na obrázku 2.4 jsou znázorněny průběhy dráhy hlavního a vedlejších pístů v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele. Tyto dráhy odpovídají pro kompresní poměr 10,3 stejný u všech válců. Toho bylo dosaženo vstupními parametry:

- délka vedlejší ojnice $l_s = 86,42$ [mm],
- délka vedlejší ojnicní kliky $r_1 = 51,2$ [mm].



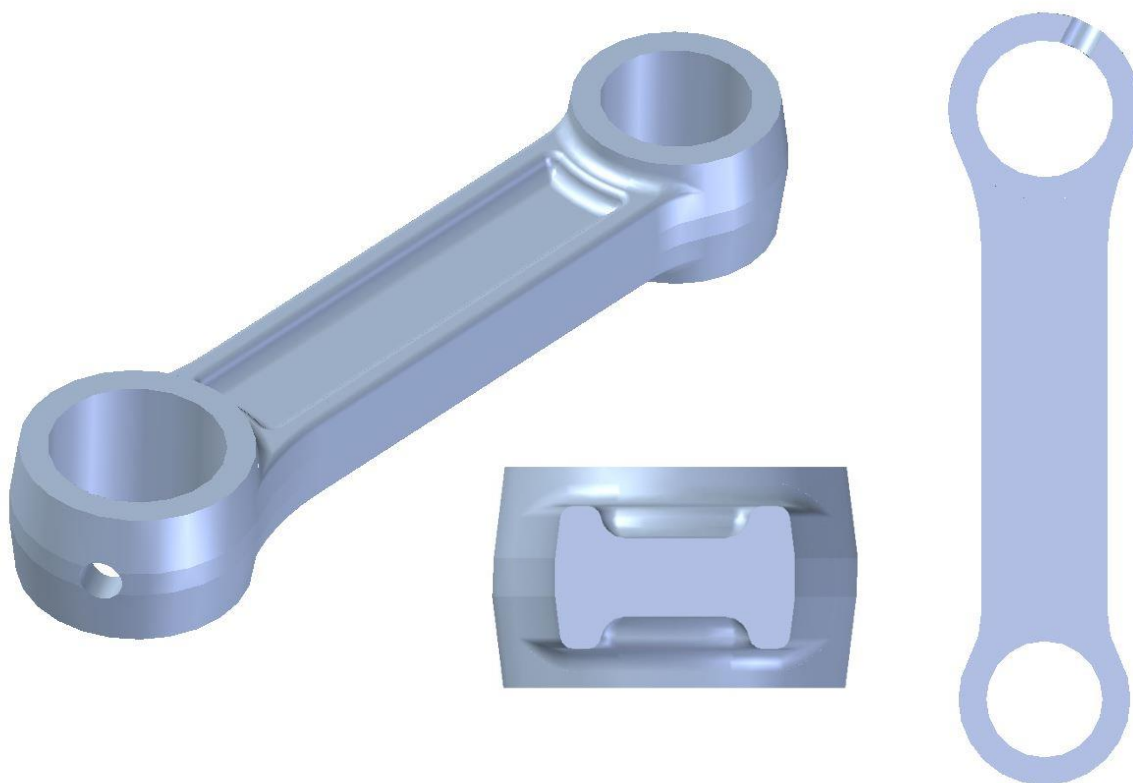
Obr. 2.4 – Průběhy dráhy pístů v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele

2.2 TVORBA 3D MODELŮ

Tvorba 3D modelů probíhala v prostředí parametrického modelovacího programu Solid Edge. Základní parametry pro modely byly převzaty z výkresové dokumentace motoru 1.2 HTP. Všechny modely byly následně vyrendrované pomocí programu KeyShot a vytištěné na 3D tiskárně Prusa i3, viz obrázky v příloze 5.

2.2.1 VEDLEJŠÍ OJNICE

Základní rozměry, jako například průměr oka pro pístní čep, byly převzaty z původní ojnice použité u motoru 1.2 HTP. Dřík byl ponechán tvaru H (viz obr. 2.5). Délka ojnice je $l_s = 86,42$ mm. Tato délka byla spočítaná v kapitole 2.1.6. Vedlejší ojnice je nedělená a k hlavní je připojena zalisováním čepu, který je proti pohybu v axiálním směru zajištěn dvojicí pojistných kroužků. V místě připojení k hlavní ojnici je vyvrtán kanál pro přívod tlakového oleje od hlavní ojnice k ojnicímu čepu (viz obrázek 2.5).



Obr. 2.5 – Vedlejší ojnice s mazacím kanálkem a dříkem tvaru H

2.2.2 HLAVNÍ OJNICE

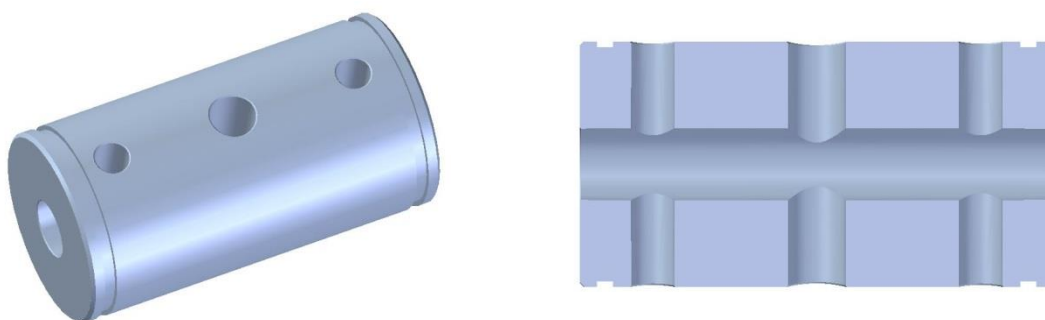
Stejně jako u vedlejší ojnice jsou základní parametry převzaty z původní ojnice použité u motoru 1.2 HTP. Dřík ojnice je opět ponechán tvaru H. Odlehčení v místě dříku bylo mírně zmenšeno z důvodu větší tuhosti celé hlavní ojnice. Dále pak jsou vytvořené kanály pro přívod tlakového oleje k čepům vedlejších ojníc, jak je vidět na obrázku 2.6. Hlavní ojnice je nedělená. Z tohoto důvodu je nutné mít dělenou klikovou hřídel.



Obr. 2.6 – Hlavní ojnice s řezem mazacími kanály

2.2.3 VEDLEJŠÍ ČEP

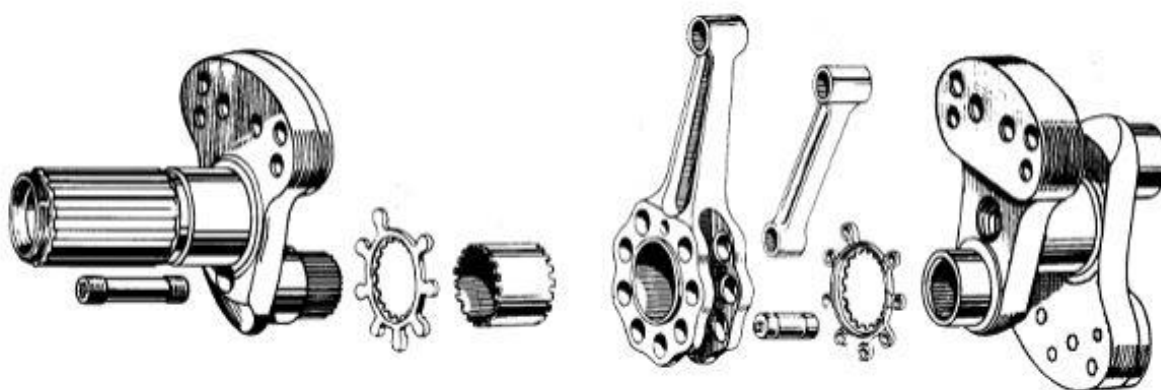
Čep použitý pro spojení hlavní a vedlejší ojnice byl navrhnout s vyvrtanými kanály pro přívod tlakového oleje z hlavní ojnice pro mazání vedlejšího ložiska a zároveň také mazání místa kontaktu hlavní ojnice s čepem (viz obrázek 2.7). Čep je navržen s přesahem a proti pohybu v axiálním směru pojištěn dvojicí pojistných kroužků ČSN 02 2930 – 17x 1 [5].



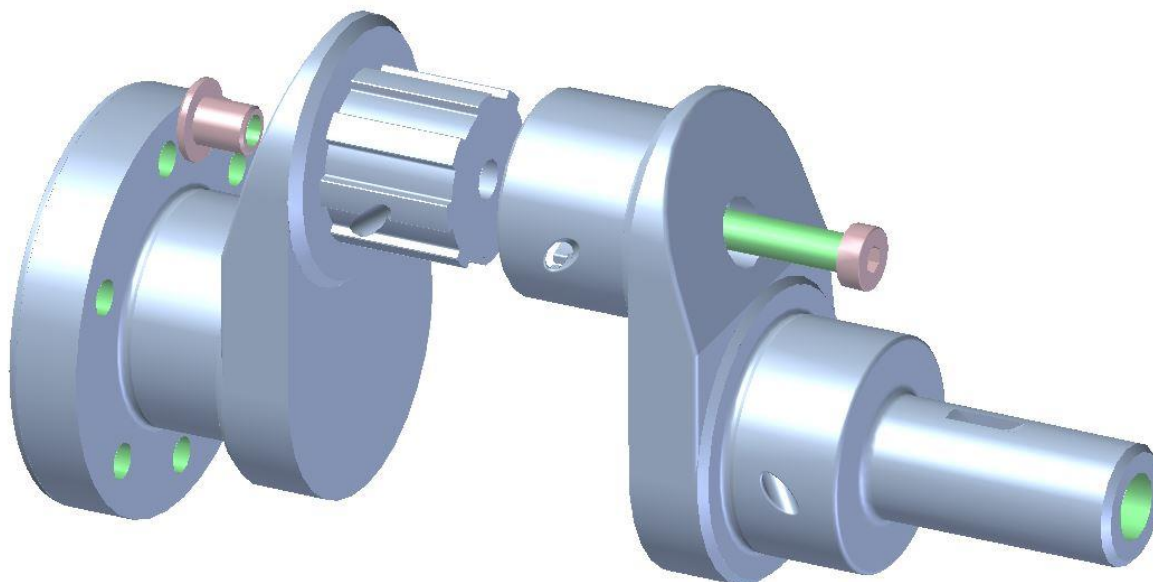
Obr. 2.7 – Ojniční čep

2.2.4 KLIKOVÁ HŘÍDEL

Průměry hlavních i ojničního čepu u klikové hřídele byly opět převzaty z rozměrů klikové hřídele použité u motoru 1.2 HTP. Oproti původní koncepci je u hvězdicového tříválcového motoru použito pouze jedno zalomení. Jelikož není dělená hlavní ojnice, tak musí být dělená kliková hřídel. Jedno zalomení klikové hřídele tedy tvoří dvě samostatné poloviny, které se při montáži zalisují do sebe a jsou pojištěné šroubem. Inspirací pro toto řešení byla skládaná kliková hřídel z motoru Pratt & Whitney viz obrázek 2.8. Ojniční ložisko je rozděleno, kdy v jedné polovině je vybrání s vnitřním drážkováním a na druhé polovině je přesazení s drážkováním vnějším, které se při montáži slisují. Od hlavních čepů k vedlejšímu čepu jsou vyvrtané kanálky pro vedení tlakového oleje. Kliková hřídel byla prozatím vymodelována bez vývažků, které budou doplněny po výpočtech v kapitole 4.



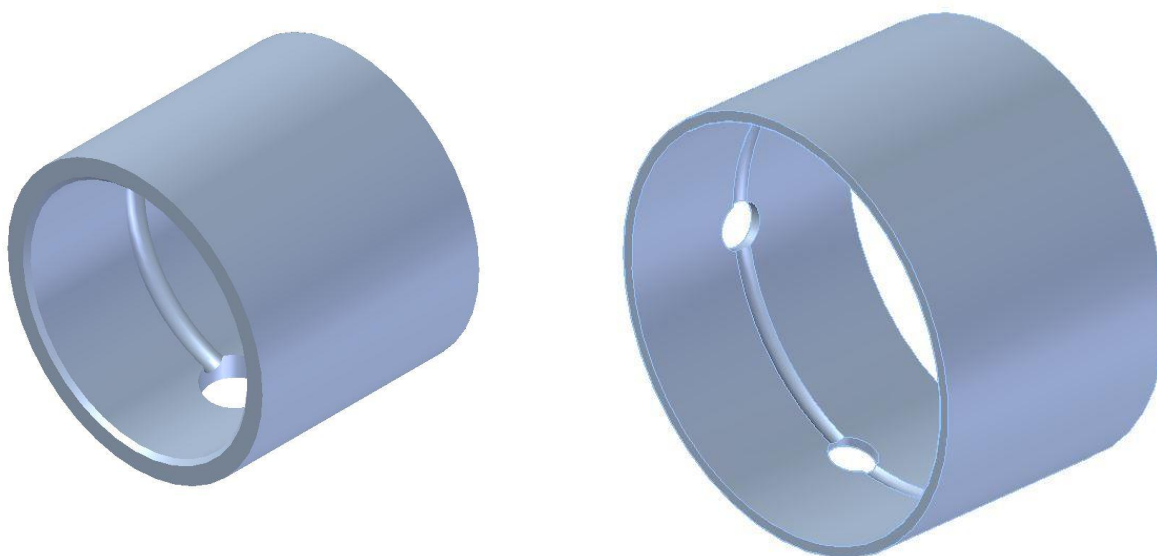
Obr. 2.8 – Skládaná kliková hřídel motoru Pratt & Whitney [18]



Obr. 2.9 – Skládaná kliková hřídel

2.2.5 KLUZNÁ LOŽISKA

Ložiska vedlejších ojníc vychází z původních ložisek pístních. Ložisko hlavní ojnice bylo pozměněno. Původně byla zadána pouze hmotnost ložiskových pánví. Jelikož se jedná o nedělenou ojnic, není potřeba zde mít dvě ložiskové pánve, nýbrž stačí jedno kluzné ložisko. Toto kluzné ložisko muselo být rozšířené z důvodu rozšíření ojnice v místě hlavního oka. Dále pak byly přidány 2 otvory pro vedení tlakového oleje k vedlejším ojnicím.



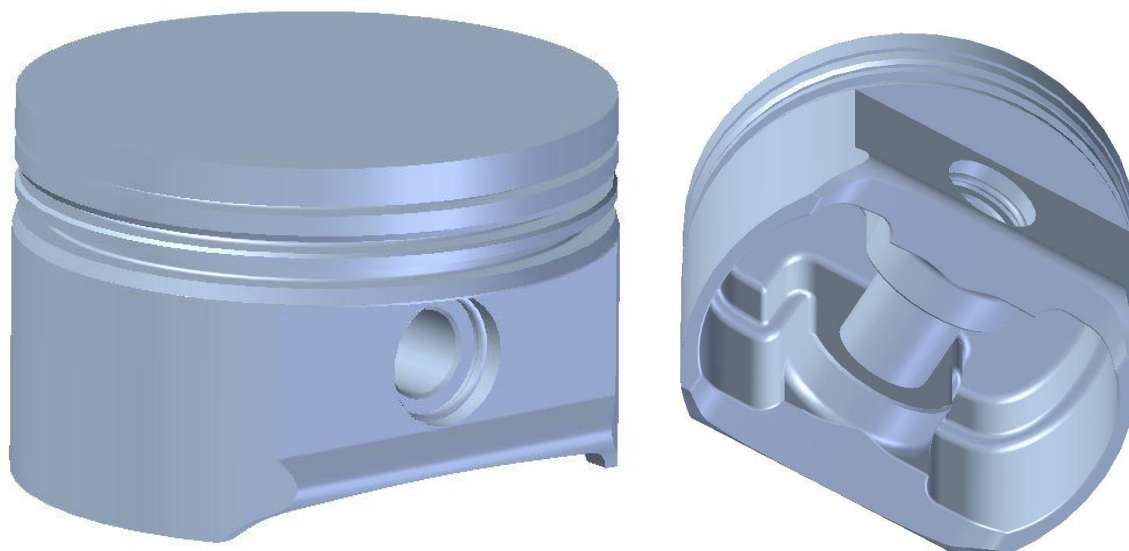
Obr. 2.10 – Vedlejší kluzné ložisko (vlevo), hlavní kluzné ložisko (vpravo)

2.2.6 PÍSTNÍ SKUPINA

Model pístní skupiny byl vytvořen ve zjednodušené formě, jelikož se zde neprovádí žádná pevnostní analýza. Byl dodán výkres pístu, takže jsou zachovány hlavní rozměry, které byly nutné pro kontrolu kolize pístů s vývažky klikové hřídele. Neodpovídají přesně vybrání uvnitř pístu a také nebyly modelovány vybrání pro ventily.

Dále byl dodán parametr určující hmotnost pístní skupiny, s níž se počítá v dalších kapitolách.

Po konzultaci na ÚADI bylo rozhodnuto, že nebudou tvořeny kanály průchozí přes celou ojnic k pístům. Systém kanálů by byl při tomto řešení velmi členitý a zejména v místě přechodu hlavní a vedlejší ojnice by se mohlo při otáčení klikové hřídele stát, že by se olej ztrácel a k pístům by přicházel s malým tlakem. Proto bylo rozhodnuto, že bude olej přiváděn pouze k hlavnímu čepu ojnice a k čepům vedlejším. Chlazení pístů a mazání pístního čepu by bylo dále realizováno ostřikem pomocí trysky v klikové skříni motoru.



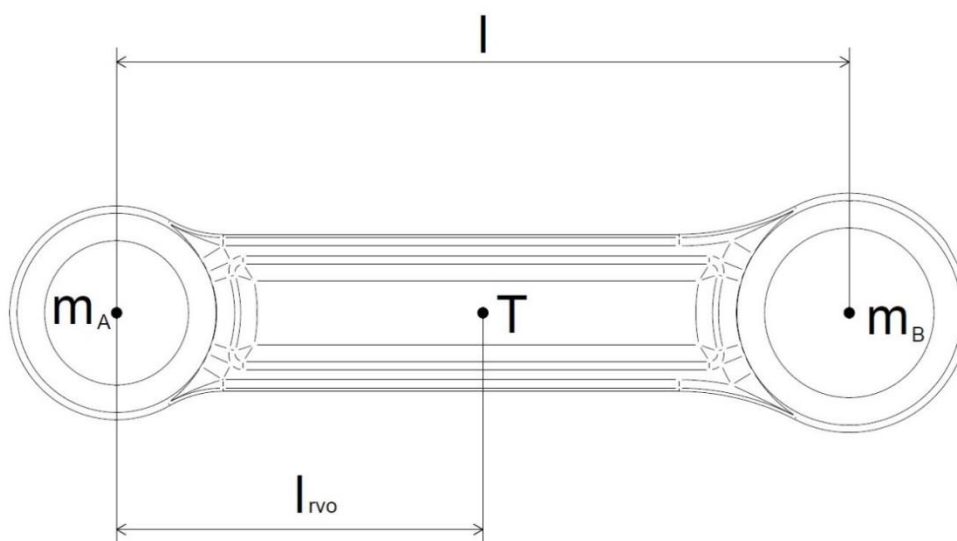
Obr. 2.11 – Pístní skupina

2.3 HMOTNOSTNÍ PARAMETRY JEDNOTLIVÝCH KOMPONENT

Ojnice koná obecný rovinný pohyb. Jedna její část koná pohyb posuvný a druhá část koná pohyb rotační. Pro další výpočty se ojnice redukuje do dvou hmotných bodů. Jeden z těchto hmotných bodů leží uprostřed ojnicního oka a koná spolu s pístní skupinou pohyb posuvný. Druhý hmotný bod leží ve středu hlavy ojnice a koná spolu se zalomením klikové hřídele pohyb rotační. Při redukci ojnice do dvou hmotných bodů musí být zachována celková hmotnost ojnice, polohy těžiště a moment setrvačnosti.

Program Solid Edge nabízí možnost výpisu hmotností a poloh těžiště jednotlivých dílů i sestav v závislosti na zadaných hustotách.

2.3.1 REDUKCE VEDLEJŠÍ OJNICE



Obr. 2.12- Redukce vedlejší ojnice

Při redukci vedlejší ojnice do dvou hmotných bodů se vychází z hmotnostní a momentové rovnováhy, která musí zůstat zachována. Po vyjádření jsou získány následující rovnice pro výpočet redukovaných hmotností:

$$m_A = m_{celk1} \cdot \frac{l_s - l_{rvo}}{l_s} [g], \quad (21)$$

$$m_B = m_{celk1} \cdot \frac{l_{rvo}}{l_s} [g], \quad (22)$$

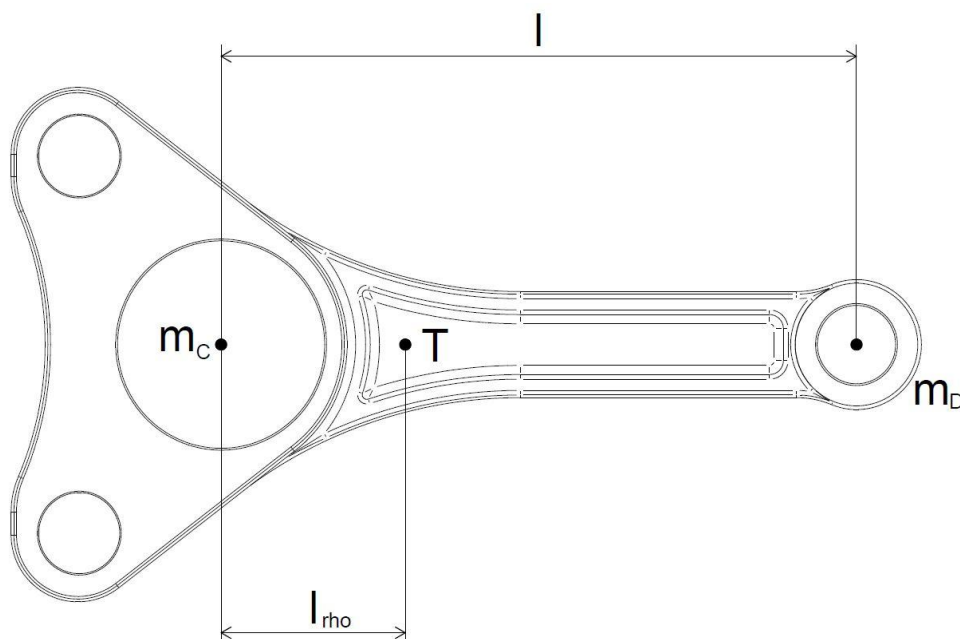
kde m_A je redukovaná hmotnost posuvných částí konajících translační pohyb spolu s pístní skupinou, m_B je redukovaná hmotnost rotačních částí konajících rotační pohyb spolu s klikovou hřídelí, l_{rvo} je vzdálenost těžiště od středu ojnicního oka m_{celk1} je hmotnost vedlejší ojnicní skupiny.

Při redukci vedlejší ojnice je nutné započítat také hmotnost kluzného ložiska, které koná spolu s vedlejší ojnicí rotační pohyb. Poloha těžiště je poté odečítána pomocí programu Solid Edge ze sestavy výše zmíněných dílů.

Hodnoty m_{celk1} a l_{rvo} byly také zjištěny pomocí programu Solid Edge.

2.3.2 REDUKCE HLAVNÍ OJNICE

Při redukci hlavní ojnice do dvou hmotných bodů je nutno započítat také redukované rotační hmotnosti vedlejších ojníc, hmotnost kluzného ložiska, vedlejších čepů a pojistných kroužků. Poloha těžiště je poté opět odečítána pomocí programu Solid Edge ze sestavy výše zmíněných dílů.



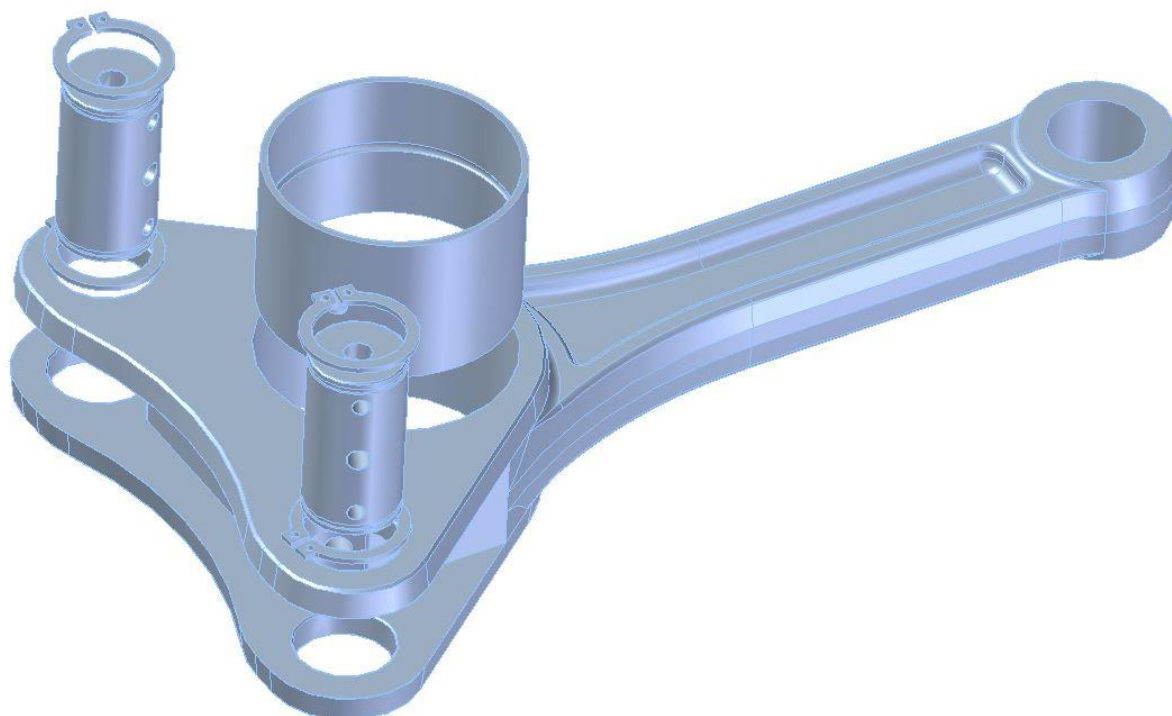
Obr. 2.13- Redukce hlavní ojnice

Vzorce pro výpočet jednotlivých hmotností jsou obdobné jako v případě redukce vedlejší ojnice:

$$m_C = m_{celk2} \cdot \frac{l_m - l_{rho}}{l_m} [g], \quad (23)$$

$$m_D = m_{celk2} \cdot \frac{l_{rho}}{l_m} [g], \quad (24)$$

kde m_C je redukovaná hmotnost rotačních částí konajících rotační pohyb spolu s klikovou hřídelí, m_D je redukovaná hmotnost posuvných částí konajících translační pohyb spolu s pístní skupinou, l_{rho} je vzdálenost těžiště od středu hlavního oka ojnice a m_{celk2} je hmotnost hlavní ojnicí skupiny.



Obr. 2.14- Rozložená sestava hlavní ojnice

Tabulka 3. Hmotnostní parametry jednotlivých komponent

	m_{celk} [g]	l_r [mm]	l [mm]	m_{pos} [g]	m_{rot} [g]
Pístní skupina	285,00	-	-	285,00	0,00
Sestava vedlejší ojnice	155,00	47,12	86,42	70,49	84,51
Sestava hlavní ojnice	1025,00	5,70	138,00	42,34	982,66

3 VÝPOČTY SILOVÝCH PŮSOBENÍ

Pro další pevnostní analýzy a vyvažování klikového mechanismu je potřeba výpočtů silových účinků působících na klikový mechanismus. V další části budou počítány následující účinky:

- síly působící od tlaku spalín ve spalovacím prostoru válce,
- setrvačné síly jednotlivých dílů klikového mechanismu,
- rychlost a zrychlení pístů a pístních skupin,
- úhlová rychlost a zrychlení ojníc.

Všechny účinky jsou závislé na natočení klikové hřídele, proto je nutné je počítat v závislosti na úhlu natočení. Pro tyto výpočty jsou použity programy Matlab a Excel.

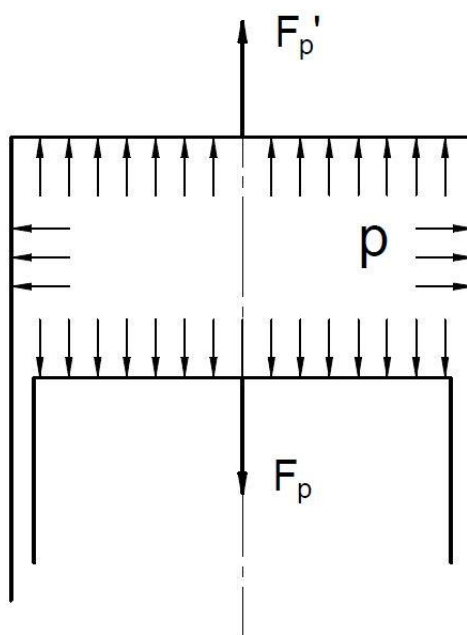
3.1 SÍLY OD TLAKU PLYNŮ

Tlak plynů ve spalovacím prostoru působí ve všech směrech. Působí tedy na stěnu válce, hlavu válce a na dno pístu. Na dno pístu působí síla v ose válce a je daná vztahem:

$$F_{pi} = (p_i - p_{atm}) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} [N], \quad (25)$$

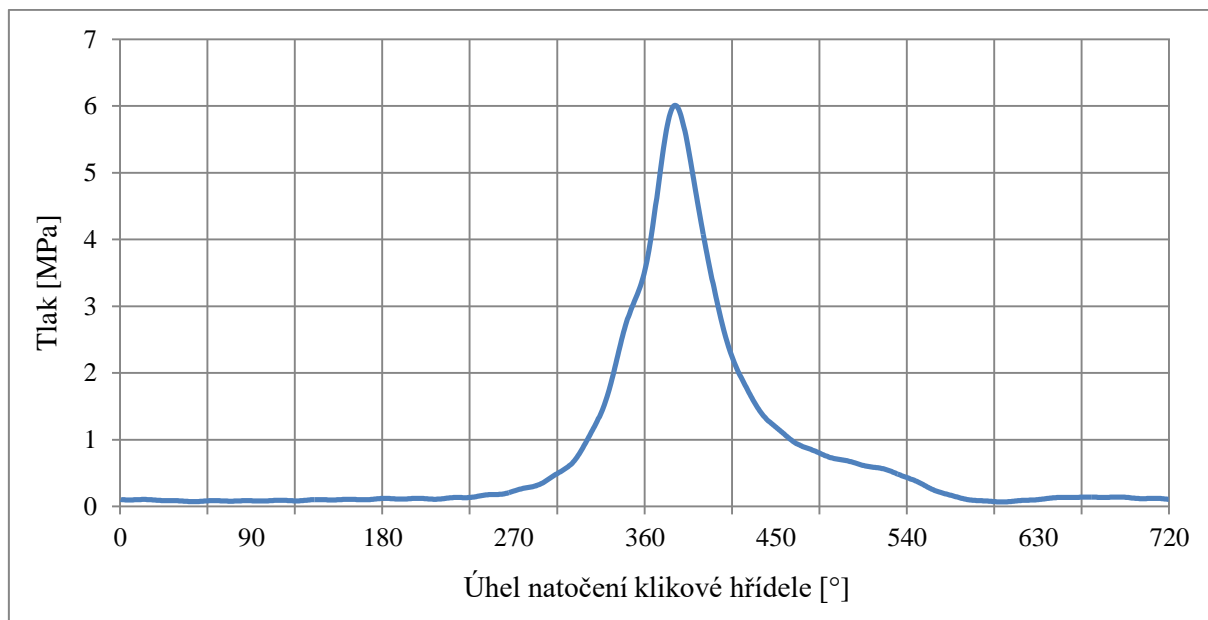
kde p_i je hodnota tlaku plynů ve spalovacím prostoru pro příslušný válec, p_{atm} je tlak v klikové skříni, který je roven atmosférickému tlaku.

Síly od tlaku plynů můžeme považovat za vyvážené, jelikož ve spalovacím prostoru tvoří dvě stejně velké síly F_p a F_p' , které působí v opačném směru (viz obr. 3.1).



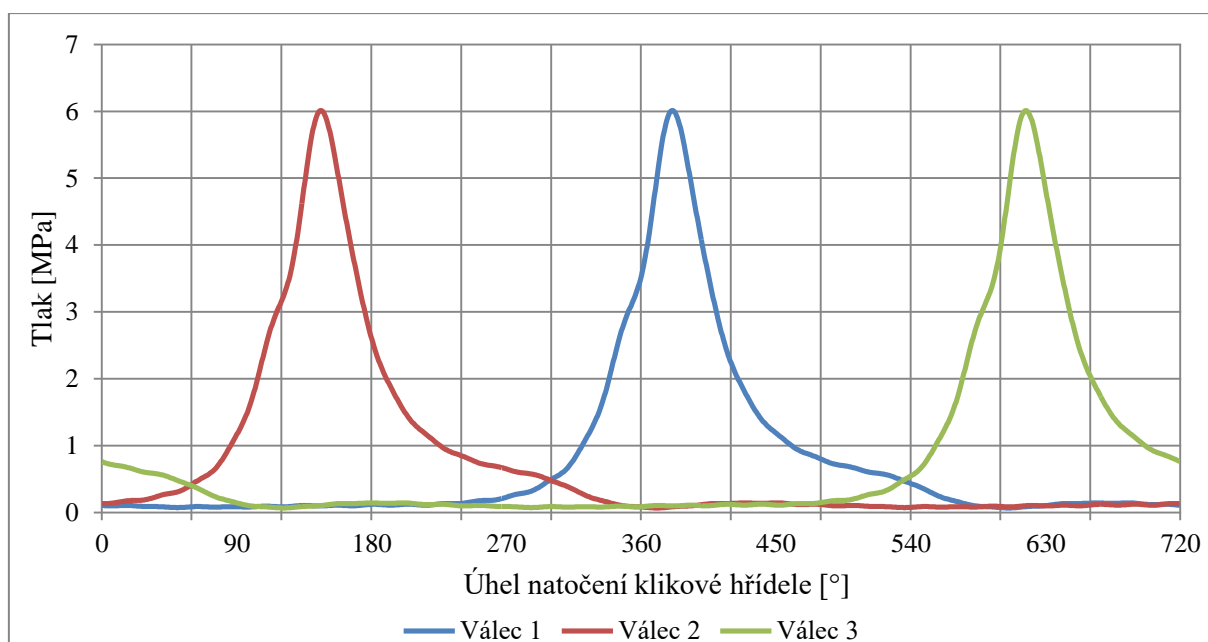
Obr. 3.1 - Síly od tlaku plynů [22]

Jestliže je tlak v klikové skříni konstantní, tedy roven p_{atm} po celý pracovní cyklus, pak je síla F_{pi} funkcí tlaku ve spalovacím prostoru. Jelikož klikový mechanismus vychází z části z motoru 1.2 HTP, tak i hodnoty tlaku pro hlavní válec byly zadány pro tento motor při otáčkách $n = 3000 \text{ min}^{-1}$. Průběh je zobrazen na obrázku 3.2.



Obr. 3.2 - Průběh tlaku v hlavním válci

Průběhy tlaků ve vedlejších válcích vychází z tlaku ve válci hlavním. Tyto průběhy bylo však nutné poupravit tak, aby odpovídaly horním a dolním úvratím pístů ve vedlejších válcích, které byly zjištěny v kapitole 2.1. Takto upravené tlaky jsou znázorněny na obrázku 3.3.



Obr. 3.3 - Průběhy tlaků ve válcích

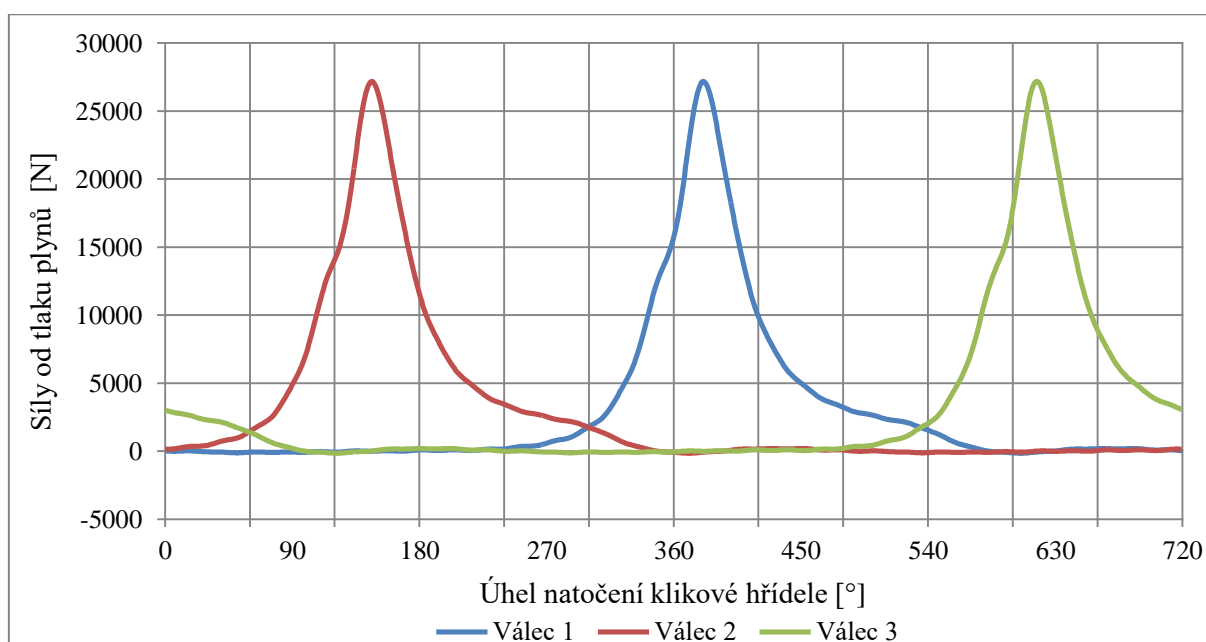
Velikost síly, která působí od tlaku plynů na dno pístu lze vypočítat pro jednotlivé válce z následujících vzorců:

$$F_{pm} = (p_m - p_{atm}) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} [N], \quad (26)$$

$$F_{ps} = (p_s - p_{atm}) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} [N], \quad (27)$$

$$F_{pt} = (p_t - p_{atm}) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} [N], \quad (28)$$

kde hodnota atmosférického tlaku v klikové skříni $p_{atm} = 0,1$ [MPa].



Obr. 3.4 - Průběhy sil ve válcích

3.2 RYCHLOST A ZRYCHLENÍ PÍSTŮ

Rychlost pístu lze obecně získat derivací dráhy podle času:

$$v = \frac{ds}{dt}. \quad (29)$$

Zrychlení lze obecně získat derivací rychlosti podle času:

$$a = \frac{dv}{dt}. \quad (30)$$

Jelikož však jsou rovnice pro dráhu pístu funkcí natočení klikové hřídele, je nutné rovnice pro výpočet rychlosti a zrychlení pístu upravit tak, aby v nich byl parametr natočení klikové hřídele. Tohoto tvaru dosáhneme rozšířením výrazem $\frac{d\alpha}{d\alpha}$.

Po úpravách dostaneme rovnice pro rychlost a zrychlení ve tvaru:

$$v = \frac{ds}{d\alpha} \cdot \omega, \quad (31)$$

$$a = \frac{dv}{d\alpha} \cdot \omega, \quad (32)$$

kde ω je úhlová rychlost otáčení klikové hřídele a lze ji vyjádřit ze vztahu:

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt}. \quad (33)$$

Dráhy jednotlivých pístů byly již dříve určeny v kapitole 2.1. Jelikož jsou však vyjádřeny z poměrně složitých vztahů obsahujících mnoho členů, které jsou funkcí natočení klikové hřídele α , je nutné tyto vztahy poupravit na jednodušší rovnice, které jsou však také funkcí natočení klikové hřídele α . K tomu lze využít toho, že průběhy drah pístů, jsou periodické funkce. Lze tedy u nich provést harmonickou analýzu Fourierovým rozkladem, který umožňuje proložit skupinu bodů harmonickou křivkou složenou z funkcí $\sin(\alpha)$ a $\cos(\alpha)$.

3.2.1 FOURIERŮV ROZKLAD

Každá funkce, která má opakující se periodu T , opakující se kmitočet f a má v intervalu konečný počet extrémů, může být vyjádřena nekonečnou geometrickou řadou. Fourierův rozklad [6]:

$$f(t) = A_0 + A_1 \cos \omega_0 t + A_2 \cos 2\omega_0 t + \dots + A_n \cos n\omega_0 t + B_1 \sin \omega_0 t + B_2 \sin 2\omega_0 t + \dots + B_n \sin n\omega_0 t, \quad (34)$$

$$A_i = \frac{2}{c} \sum_{k=1}^c s_i \cdot \sin(n \cdot \alpha), \quad (35)$$

$$B_i = \frac{2}{c} \sum_{k=1}^c s_i \cdot \cos(n \cdot \alpha), \quad (36)$$

kde ω_0 je základní frekvence, A_0 je střední hodnota, A_i B_i jsou kosinusové a sinusové Fourierovy součinitele, c je krok výpočtu, n je řád. Člen $\omega_0 t$ lze v rovnici nahradit za člen α . Toto nahrazení vychází ze vztahu $\alpha = \omega t$.

Bylo nutné vypočítat Fourierovy součinitele pro každý válec, jelikož je dráha všech pístů v závislosti na otáčkách klikové hřídele rozdílná. Tyto součinitele jsou vyneseny v tabulce 4.

Rovnice Fourierovy řady 4. řádu pro výpočet dráhy:

$$S_i = A_1 \cdot \sin(\alpha) + B_1 \cdot \cos(\alpha) + A_2 \cdot \sin(2\alpha) + B_2 \cdot \cos(2\alpha) + A_3 \cdot \sin(3\alpha) + B_3 \cdot \cos(3\alpha) + A_4 \cdot \sin(4\alpha) + B_4 \cdot \cos(4\alpha) \text{ [mm]}. \quad (37)$$

Tabulka 4 - Fourierovy členy pro rychlost a zrychlení pístů

	A1	A2	A3	A4
Hlavní válec	0,000	0,000	0,000	0,000
1. vedlejší válec	42,691	-9,277	0,239	-0,001
2. vedlejší válec	-42,691	9,277	-0,239	0,001
	B1	B2	B3	B4
Hlavní válec	43,746	3,842	0,336	0,313
1. vedlejší válec	-18,298	1,502	0,046	0,484
2. vedlejší válec	-18,298	1,502	0,046	0,484

Rovnice pro výpočet dráhy jednotlivých pístů po dosazení:

$$s_m = 43,746 \cdot \cos(\alpha) + 3,842 \cdot \cos(2\alpha) + 0,336 \cdot \cos(3\alpha) + 0,313 \cdot \cos(4\alpha) [mm], \quad (38)$$

$$s_s = 42,691 \cdot \sin(\alpha) - 18,298 \cdot \cos(\alpha) - 9,277 \cdot \sin(2\alpha) + 1,502 \cdot \cos(2\alpha) + 0,239 \cdot \sin(3\alpha) + 0,046 \cdot \cos(3\alpha) - 0,001 \cdot \sin(4\alpha) + 0,484 \cdot \cos(4\alpha) [mm], \quad (39)$$

$$s_t = -42,691 \cdot \sin(\alpha) - 18,298 \cdot \cos(\alpha) + 9,288 \cdot \sin(2\alpha) + 1,502 \cdot \cos(2\alpha) - 0,239 \cdot \sin(3\alpha) + 0,046 \cdot \cos(3\alpha) + 0,001 \cdot \sin(4\alpha) + 0,484 \cdot \cos(4\alpha) [mm]. \quad (40)$$

3.2.2 VÝPOČET RYCHLOSTI A ZRYCHLENÍ PÍSTU

Pro výpočet rychlosti a zrychlení je využito upravených rovnic z předchozí kapitoly. Jednotlivé rovnice jsou vyjádřeny v příloze 2.

Rychlost pístu je derivací rovnice (37):

$$v_i = (A_1 \cdot \cos(\alpha) - B_1 \cdot \sin(\alpha) + 2A_2 \cdot \cos(2\alpha) - 2B_2 \cdot \sin(2\alpha) + 3A_3 \cdot \cos(3\alpha) - 3B_3 \cdot \sin(3\alpha) + 4A_4 \cdot \cos(4\alpha) - 4B_4 \cdot \sin(4\alpha)) \cdot \omega [m \cdot s^{-1}]. \quad (41)$$

Obdobně pak zrychlení pístu je derivací rovnice (41):

$$a_i = (-A_1 \cdot \sin(\alpha) - B_1 \cdot \cos(\alpha) - 4A_2 \cdot \sin(2\alpha) - 4B_2 \cdot \cos(2\alpha) - 9A_3 \cdot \sin(3\alpha) - 9B_3 \cdot \cos(3\alpha) - 16A_4 \cdot \sin(4\alpha) - 16B_4 \cdot \cos(4\alpha)) \cdot \omega^2 [m \cdot s^{-2}]. \quad (42)$$

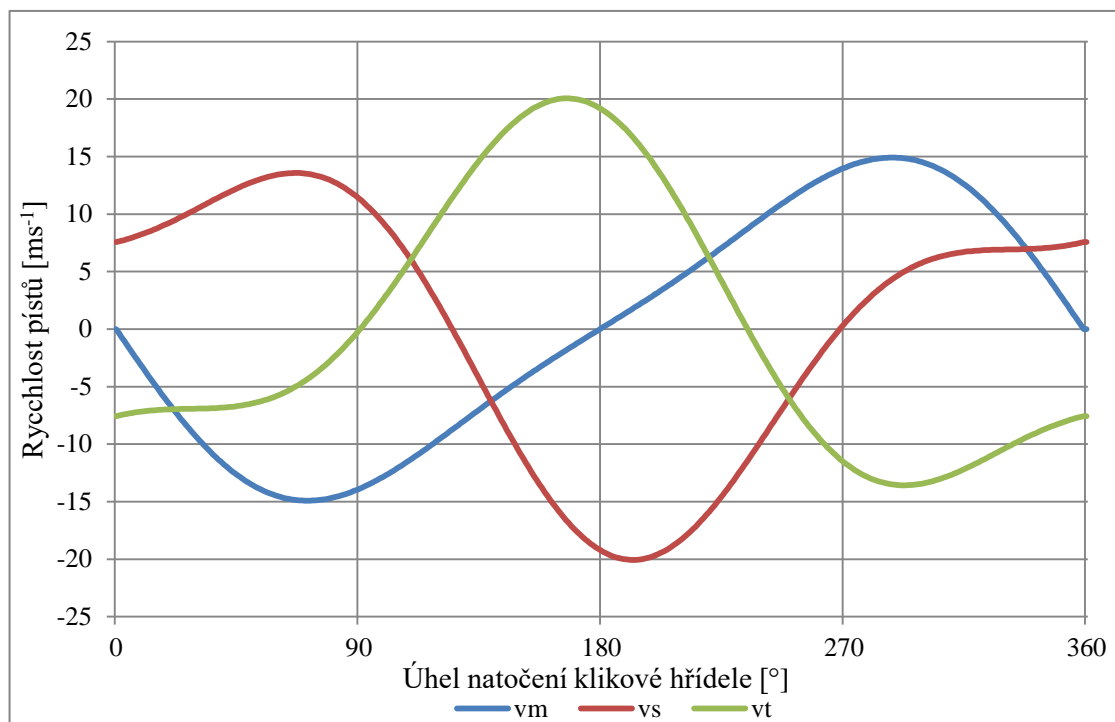
Do těchto rovnic byly dosazeny dříve vypočtené Fourierovy součinitele a spočítány rychlosti a zrychlení všech pístů.

Rovnici pro zrychlení pístu lze rozdělit na jednotlivé harmonické složky. Jako důležité se pro tuto práci dají označit první dvě složky:

$$a_{i1} = (-A_1 \cdot \sin(\alpha) - B_1 \cdot \cos(\alpha)) \cdot \omega^2 [m \cdot s^{-2}], \quad (43)$$

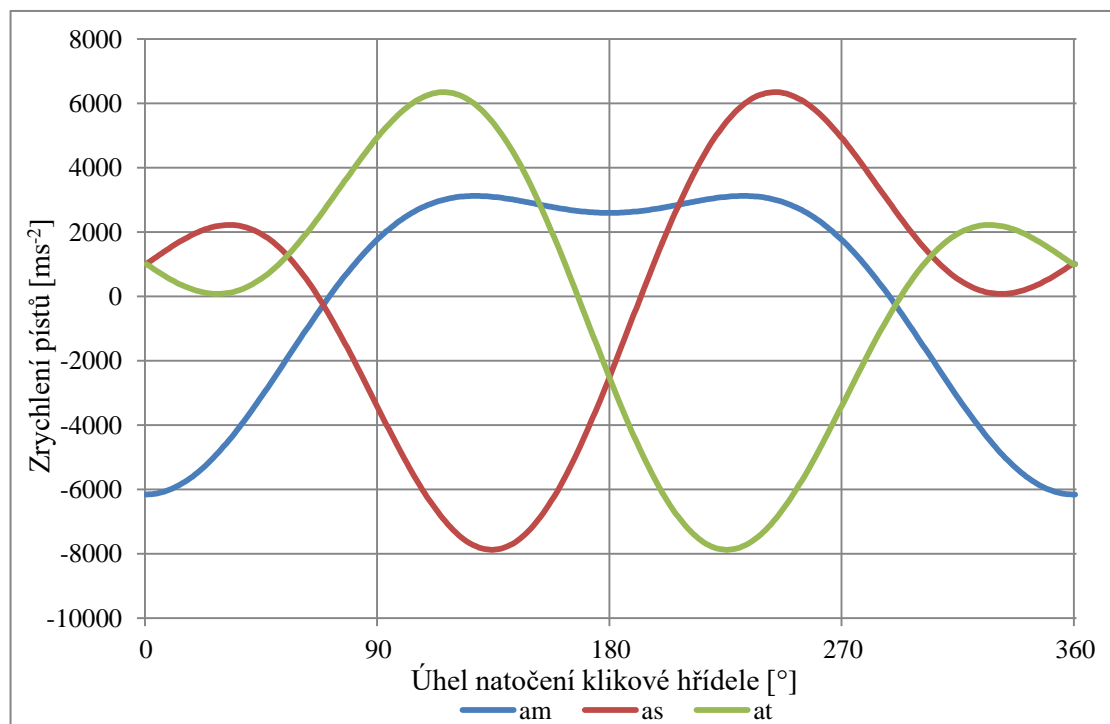
$$a_{i2} = (-4A_2 \cdot \sin(2\alpha) - 4B_2 \cdot \cos(2\alpha)) \cdot \omega^2 [m \cdot s^{-2}]. \quad (44)$$

Na obrázku 3.5 je zobrazený průběh rychlostí pístů jednotlivých válců v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele. Z obrázku je patrná symetrie mezi druhým a třetím válcem.



Obr. 3.5 – Grafické znázornění rychlostí pístů

Na obrázku 3.6 je zobrazený průběh zrychlení pístů v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele. I zde je z obrázku patrná symetrie mezi druhým a třetím válcem.



Obr. 3.6 – Grafické znázornění zrychlení pístů

3.3 ÚHLOVÁ RYCHLOST A ZRYCHLENÍ OJNIC

Translačnímu pohybu byla věnována kapitola 2.1. Nyní je potřeba popsat pohyb rotační. Toho lze docílit popsáním pomocí úhlových rychlostí a úhlových zrychlení v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele.

Stejně jako u rychlosti a zrychlení pístu, kde se využívá derivací dráhy a následně rychlosti, lze využít derivací také u úhlové rychlosti a zrychlení ojníc. Úhlová rychlost lze obecně získat derivací úhlového natočení podle času. Obdobně jako ve výpočtu rychlosti pístu lze tento obecný vztah rozšířit za pomoci členu $\frac{d\alpha}{d\alpha}$ a následnými úpravami dostat vztah pro úhlovou rychlost závislou na pootočení klikové hřídele:

$$\omega_i = \frac{d\beta_i}{d\alpha} \cdot \omega. \quad (45)$$

Obdobně lze získat také vztah pro úhlové zrychlení pomocí derivace úhlové rychlosti podle času, respektive po rozšíření a následné úpravě derivací úhlové rychlosti podle natočení.

$$\varepsilon_{ui} = \frac{d\omega_i}{d\alpha} \cdot \omega. \quad (46)$$

K tomu, aby mohlo být pro výpočty využito těchto vztahů, je nutné vyjádřit úhlové natočení β_i pomocí Fourierových součinitelů, obdobně jako u drah jednotlivých pístů:

Rovnice Fourierovy řady 4. řádu pro výpočet natočení:

$$\beta_i = A_1 \cdot \sin(\alpha) + B_1 \cdot \cos(\alpha) + A_2 \cdot \sin(2\alpha) + B_2 \cdot \cos(2\alpha) + A_3 \cdot \sin(3\alpha) + B_3 \cdot \cos(3\alpha) + A_4 \cdot \sin(4\alpha) + B_4 \cdot \cos(4\alpha) \text{ [mm]}, \quad (47)$$

$$A_i = \frac{2}{c} \sum_{k=1}^c \beta_i \cdot \sin(n \cdot \alpha), \quad (48)$$

$$B_i = \frac{2}{c} \sum_{k=1}^c \beta_i \cdot \cos(n \cdot \alpha). \quad (49)$$

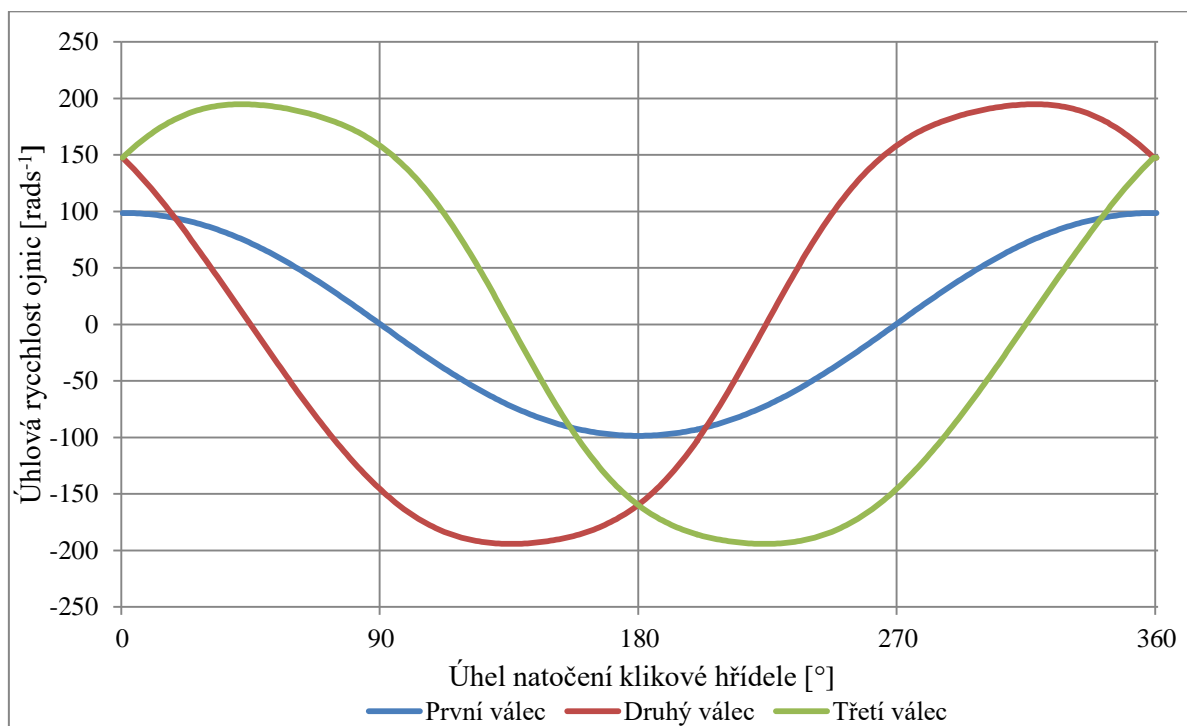
Výsledné rovnice pro výpočet úhlové rychlosti a zrychlení budou mít tedy tvar:

$$\omega_i = (A_1 \cdot \cos(\alpha) - B_1 \cdot \sin(\alpha) + 2A_2 \cdot \cos(2\alpha) - 2B_2 \cdot \sin(2\alpha) + 3A_3 \cdot \cos(3\alpha) - 3B_3 \cdot \sin(3\alpha) + 4A_4 \cdot \cos(4\alpha) - 4B_4 \cdot \sin(4\alpha)) \cdot \omega \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}, \quad (50)$$

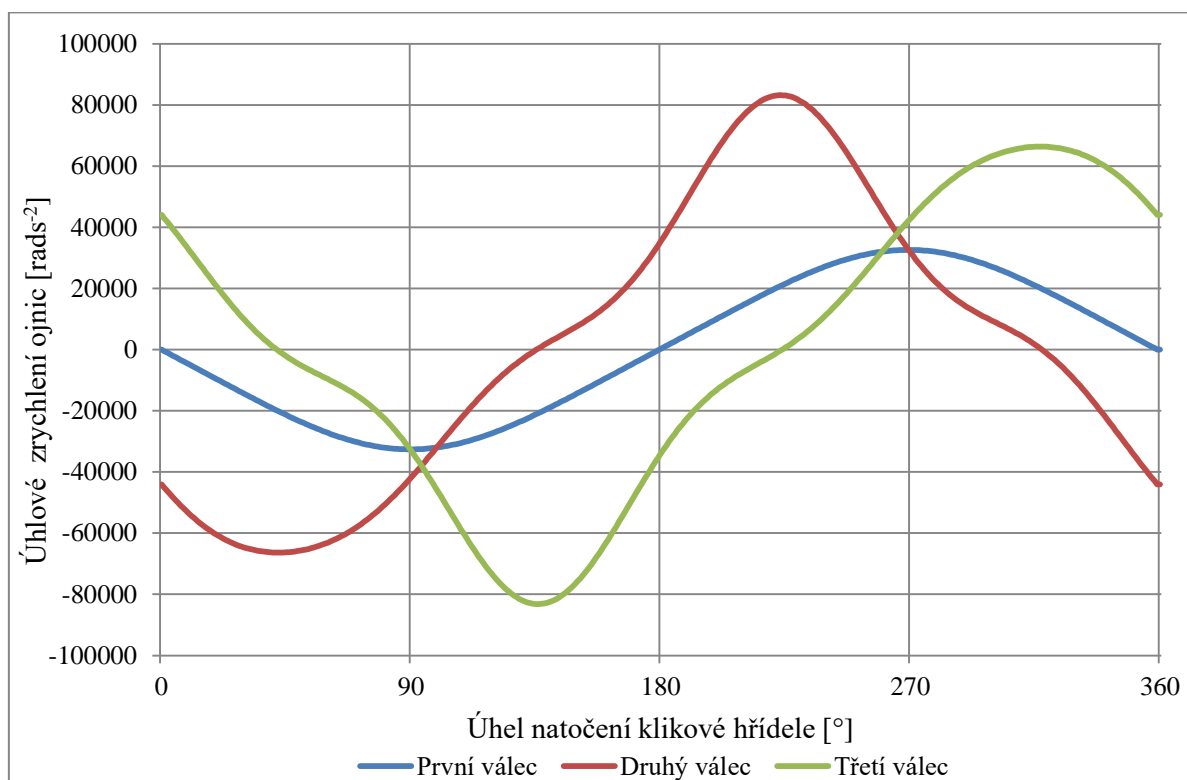
$$\varepsilon_{ui} = (-A_1 \cdot \sin(\alpha) - B_1 \cdot \cos(\alpha) - 4A_2 \cdot \sin(2\alpha) - 4B_2 \cdot \cos(2\alpha) - 9A_3 \cdot \sin(3\alpha) - 9B_3 \cdot \cos(3\alpha) - 16A_4 \cdot \sin(4\alpha) - 16B_4 \cdot \cos(4\alpha)) \cdot \omega^2 \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-2}\text{]}. \quad (51)$$

Výpočty jednotlivých Fourierových součinitelů a jednotlivých rovnic jsou přiloženy v příloze 3.

Na obrázcích 3.7 a 3.8 jsou vyobrazené průběhy úhlových rychlostí a úhlových zrychlení ojníc pro jednotlivé válce v závislosti na natočení klikové hřídele. Podobně jako u rychlostí a zrychlení pístů je zde vidět symetrie mezi druhým a třetím válcem.



Obr. 3.7 – Grafické znázornění úhlových rychlostí ojníc



Obr. 3.8 – Grafické znázornění úhlových zrychlení ojníc

3.4 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Komponenty klikového mechanismu a jejich části, které konají translační pohyb, generují setrvačné síly, jež jsou závislé na jejich hmotnosti a zrychlení. Tyto síly jsou rozděleny do dvou složek a to na setrvačné síly posuvných částí prvního řádu a setrvačné síly posuvných částí druhého řádu. Celková setrvačná síla je vyjádřena jako součet těchto dvou harmonických složek. Setrvačná síla posuvných částí působí opačným směrem, než zrychlení pístní skupiny.

Translační pohyb koná pístní skupina (píst, pístní kroužky, pístní čep) a část hmotnosti ojnice, jež je redukována do středu ojničního oka. Pro další výpočty je nutné vyčíslit nové hmotnosti pro jednotlivé válce, které konají translační pohyb:

$$m_{ph} = m_{pist} + m_D [g], \quad (52)$$

$$m_{pv} = m_{pist} + m_A [g], \quad (53)$$

kde m_{ph} a m_{pv} jsou hmotnosti posuvných částí pro hlavní a vedlejší válec a m_{pist} je hmotnost pístní skupiny.

3.4.1 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ HLAVNÍHO VÁLCE

Setrvačná síla posuvných částí prvního řádu:

$$F_{sm1} = -m_{ph} \cdot a_{m1} [N]. \quad (54)$$

Setrvačná síla posuvných částí druhého řádu:

$$F_{sm2} = -m_{ph} \cdot a_{m2} [N]. \quad (55)$$

Celková setrvačná síla posuvných částí:

$$F_{sm} = F_{sm1} + F_{sm2} [N]. \quad (56)$$

3.4.2 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ VEDLEJŠÍCH VÁLCŮ

Setrvačná síla posuvných částí prvního řádu:

$$F_{si1} = -m_{pv} \cdot a_{i1} [N]. \quad (57)$$

Setrvačná síla posuvných částí druhého řádu:

$$F_{si2} = -m_{pv} \cdot a_{i2} [N]. \quad (58)$$

Celková setrvačná síla posuvných částí:

$$F_{si} = F_{si1} + F_{si2} [N]. \quad (59)$$

3.4.3 VÝSLEDNICE SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Setrvačné síly posuvných částí působí vždy v ose jednotlivých válců s proměnlivou velikostí a orientací [7]. U hlavního válce působí tedy výslednice ve vertikálním směru. U vedlejších válců působí síly v závislosti na odklonu osy vedlejšího válce od osy hlavního válce (tedy pod úhlem 120° pro válec „s“ a 240° pro válec „t“). Tento úhel byl dříve označen jako úhel δ . Pro další výpočty byl zaveden pomyslný souřadný systém, jehož osa y směřuje ve směru osy hlavního válce.

Setrvačné síly prvního a druhého řádu je možné tedy pro každý válec rozložit do složek působících ve směru osy x, nebo osy y. Síla prvního řádu působící v ose y je dále označena jako F_{sy1} , síla druhého řádu F_{sy2} . V ose x pak F_{sx1} a F_{sx2} .

Obecně lze tedy vztahy pro rozdělení do jednotlivých složek zavést následovně:

$$F_{sx1i} = F_{si1} \cdot \sin(\delta) [N], \quad (60)$$

$$F_{sx2i} = F_{si2} \cdot \sin(\delta) [N], \quad (61)$$

$$F_{sy1i} = F_{si1} \cdot \cos(\delta) [N], \quad (62)$$

$$F_{sy2i} = F_{si2} \cdot \cos(\delta) [N]. \quad (63)$$

Výslednice sil pro jednotlivé osy lze získat algebraickým součtem jednotlivých průmětů do os jednotlivých válců.

Výslednice setrvačných sil posuvných částí prvního řádu v ose x:

$$F_{sx1} = F_{sx1m} + F_{sx1s} + F_{sx1t} [N]. \quad (64)$$

Výslednice setrvačných sil posuvných částí druhého řádu v ose x:

$$F_{sx2} = F_{sx2m} + F_{sx2s} + F_{sx2t} [N]. \quad (65)$$

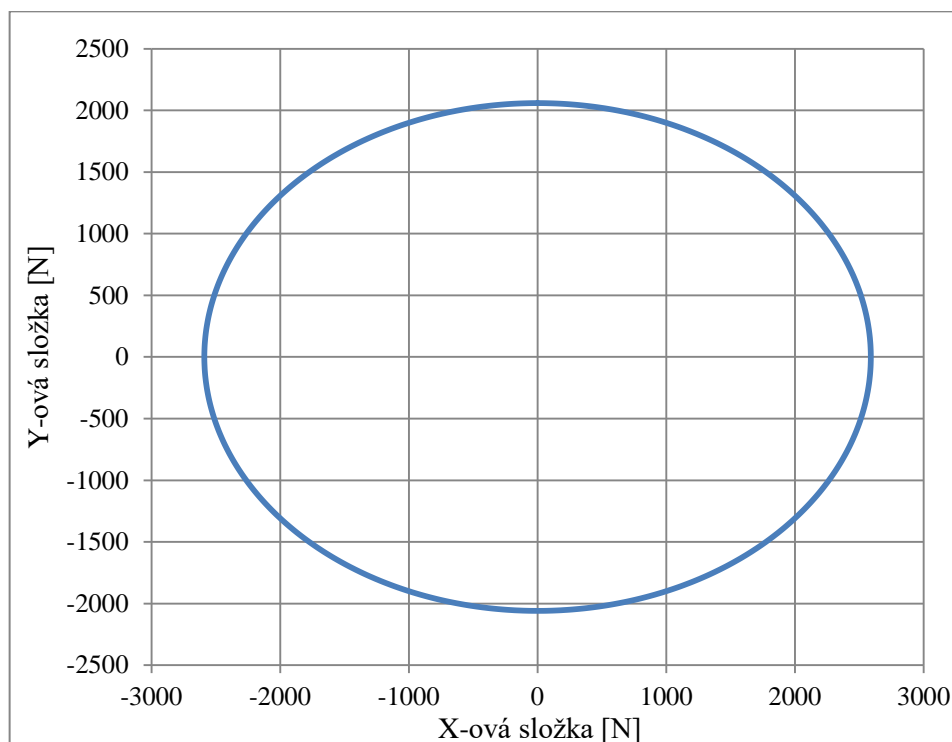
Výslednice setrvačných sil posuvných částí prvního řádu v ose y:

$$F_{sy1} = F_{sy1m} + F_{sy1s} + F_{sy1t} [N]. \quad (66)$$

Výslednice setrvačných sil posuvných částí druhého řádu v ose y:

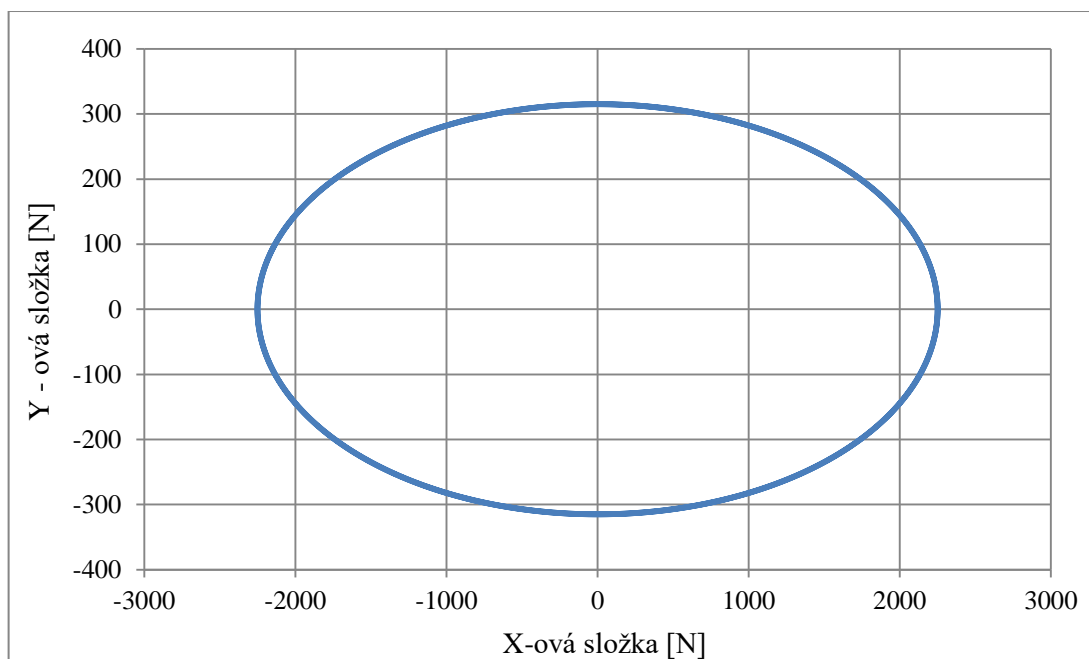
$$F_{sy2} = F_{sy2m} + F_{sy2s} + F_{sy2t} [N]. \quad (67)$$

Z grafického znázornění průběhu setrvačných sil posuvných částí prvního řádu (obr. 3.9) je patrné, že výslednice má tvar elipsy. Pokud má výslednice tvar elipsy, nebude možné ji vyvážit beze zbytku.



Obr. 3.9 – Grafické znázornění průběhu setrvačných sil posuvných částí 1. řádu

Výslednice setrvačných sil druhého řádu má také tvar elipsy. Vyvážení těchto sil se však v této práci neuvažuje.



Obr. 3.10 – Grafické znázornění průběhu setrvačných sil posuvných částí 2. řádu

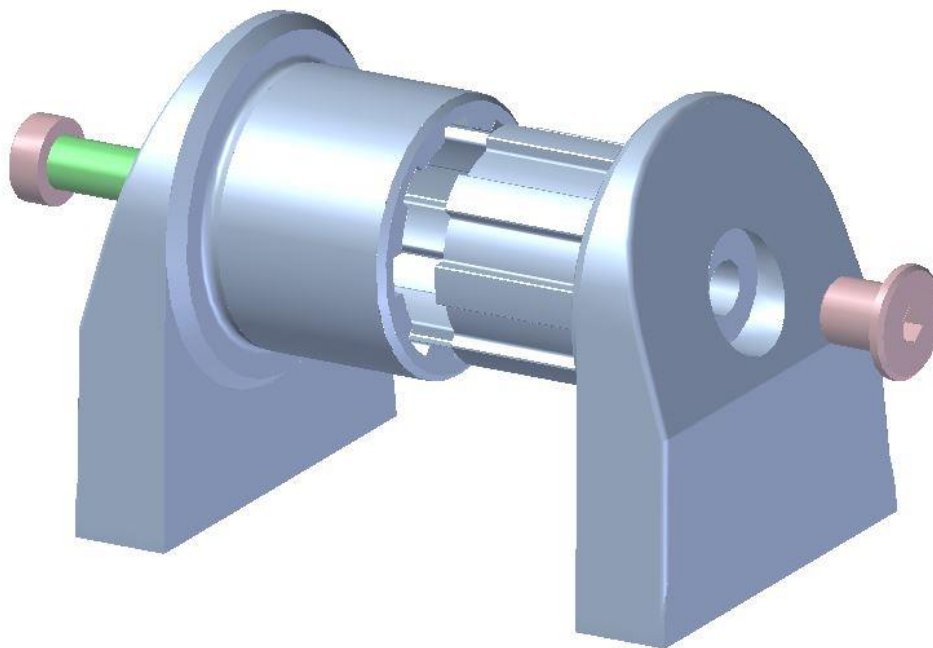
3.5 ODSŘEDIVÁ SÍLA ROTAČNÍCH ČÁSTÍ

Odstředivá síla rotačních částí je vyvolaná rotujícími částmi klikového mechanismu. Tato síla působí od osy otáčení klikové hřídele ve směru zalomení, tedy její průběh se mění v závislosti na natočení. Jestliže se kliková hřídel pohybuje konstantní úhlovou rychlostí ω , pak i odstředivá síla je konstantní [7].

Pro další výpočty je nutné stanovit hmotnost rotačních částí. Do této hmotnosti je započítána redukovaná hmotnost hlavní ojnice, konající rotační pohyb, hmotnost kluzného ložiska a redukovaná hmotnost klikového zalomení.

3.5.1 REDUKOVANÁ HMOTNOST ZALOMENÍ

Při vyjádření redukované hmotnosti zalomení konající rotační pohyb je nutné stanovit hmotnost jednotlivých komponent, které se na tomto pohybu podílejí, a následně hmotnost celé sestavy. Na rotačním pohybu se podílí obě poloviny klikového zalomení odlehčené o část, jež je pod osou rotace klikové hřídele, dále pak šroub a jeho protikus.

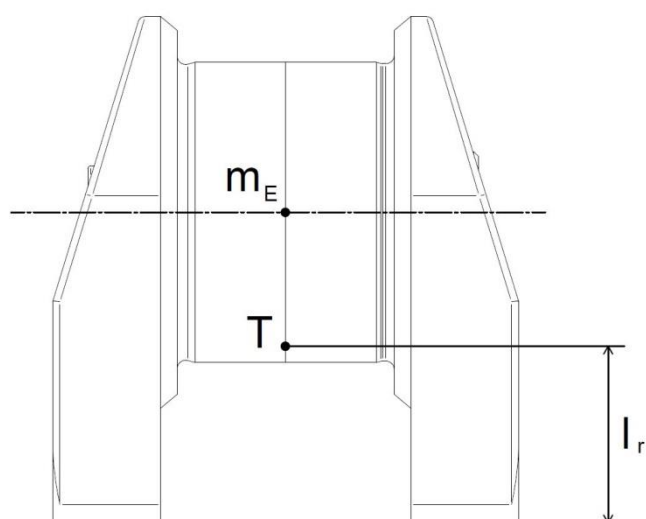


Obr. 3.11 – Části klikové hřídele pro redukci zalomení

Vzorec pro výpočet redukované hmotnosti se podobně jako u ojníc odvozuje ze silové rovnováhy, která vychází z obrázku 3.12. Tato hmotnost je redukována do osy ojnicního čepu zalomení:

$$m_E = m_{zal} \cdot \frac{l_r}{r_k} [g], \quad (68)$$

kde m_E je redukovaná hmotnost zalomení konající rotační pohyb, m_{zal} je hmotnost komponent zalomení, l_r je vzdálenost těžiště od osy otáčení klikové hřídele, r_k je poloměr zalomení klikové hřídele.



Obr. 3.12 – Redukce zalomení klikové hřídele

3.5.2 VÝPOČET ODSŘEDIVÉ SÍLY ROTAČNÍCH ČÁSTÍ

Odstředivá síla rotačních částí je vyjádřena pomocí vztahu:

$$F_{od} = (m_E + m_{kloz} + m_C) \cdot r_k \cdot \omega^2 [N], \quad (69)$$

kde m_{kloz} je hmotnost hlavního kluzného ložiska.

Odstředivá síla rotačních částí $F_{od} = 7525,9 \text{ N}$.

4 VYVAŽOVÁNÍ MOTORU

Vyvážení setrvačných sil klikového mechanismu je důležité z důvodu snížení vibrací systému, snížení hlučnosti a z důvodu zvýšení životnosti. Vyvažování lze realizovat více způsoby a to buď přidáním protizávaží na klikovou hřídel, nebo pomocí rovnoběžně umístěných vyvažovacích hřídelí, které jsou propojené s klikovou hřídelí pomocí ozubených kol.

4.1 VYVAŽOVÁNÍ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Jelikož výslednice setrvačných sil posuvných částí prvního řádu má tvar elipsy (viz obrázek 3.9), nelze tuto sílu vyvážit beze zbytku. Při eliptickém tvaru zůstane zbytková nevyváženost systému. Úplného vyvážení lze dosáhnout, jestliže má výslednice tvar kružnice.

Částečné vyvážení lze realizovat více způsoby:

- úplné vyvážení horizontální poloosy elipsy se zbytkovou nevyvážeností působící ve vertikálním směru,
- úplné vyvážení vertikální poloosy elipsy se zbytkovou nevyvážeností působící v horizontálním směru,
- síla vývažku, která působí proti setrvačné síle, má velikost mezi velikostí horizontální a vertikální poloosy. Zbytková nevyváženost v tomto případě má tvar kružnice.

Pro vyvažování hvězdicového motoru je nejvhodnější třetí varianta.

Je nutné zvolit velikost síly, kterou bude vývažek působit proti setrvačné síle posuvných částí. Pro tuto aplikaci byla zvolena síla mezi maximálními hodnotami sil v horizontálním a vertikálním směru. Rovnice pro výpočet síly od vývažku má pak tvar:

$$F_{Vp} = \frac{\max(F_{sx1}) + \max(F_{sy1})}{2} [N]. \quad (70)$$

Tuto sílu je následně nutné rozložit do osy x a osy y v závislosti na natočení klikové hřídele:

$$F_{Vpx} = F_{Vp} \cdot \sin(\alpha) [N], \quad (71)$$

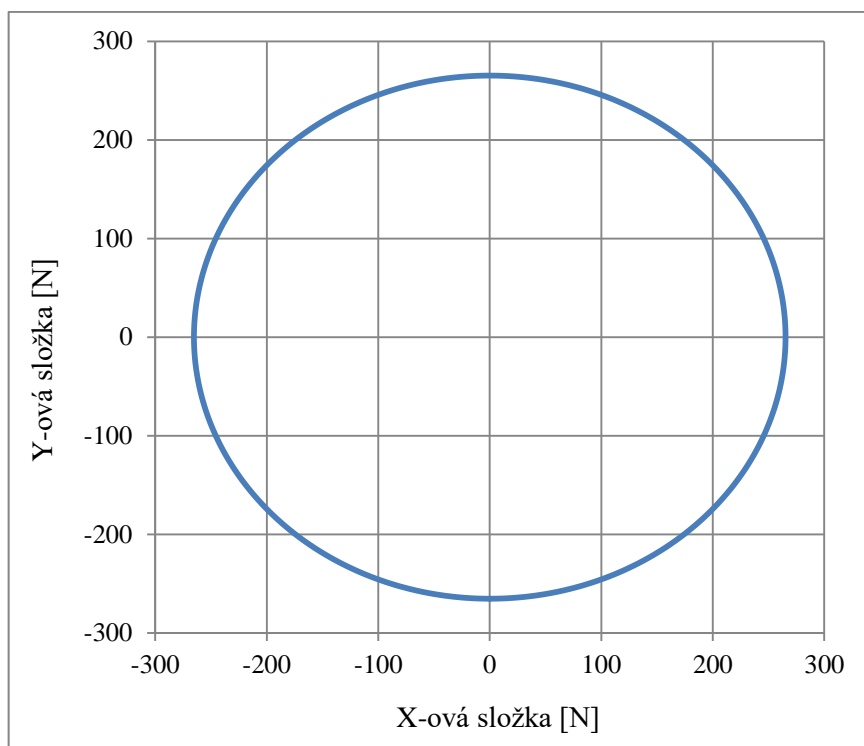
$$F_{Vpy} = F_{Vp} \cdot \cos(\alpha) [N]. \quad (72)$$

Zbytková nevyváženost se vyjádří pomocí vztahů:

$$F_{Npx} = F_{sx1} - F_{Vpx} [N], \quad (73)$$

$$F_{Npy} = F_{sy1} - F_{Vpy} [N]. \quad (74)$$

Zbytková nevyváženost (viz obrázek 4.1) má tvar kružnice a na obou osách má hodnotu 269,5 N. Vektor této zbytkové nevyváženosti působí proti směru pohybu otáčení klikové hřídele a šlo by jej dále vyvážit přidáním vyvažovací hřídele. Toto řešení by však bylo v zástavbě hvězdicového motoru složité.



Obr. 4.1 – Grafické znázornění zbytkové nevyváženosti

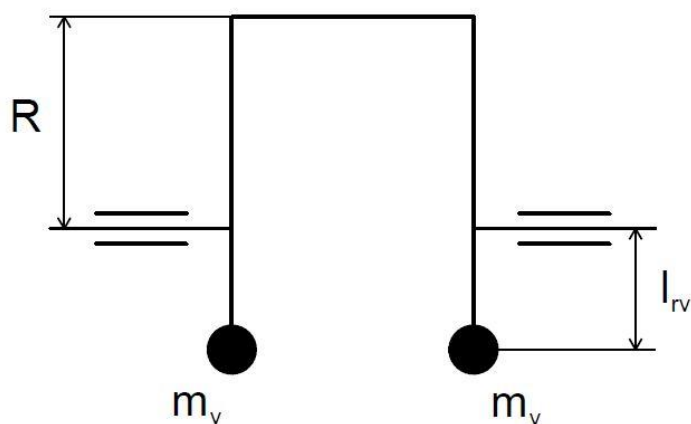
4.2 NÁVRH VÝVAŽKŮ NA KLIKOVÉ HŘÍDELI

Vývažkem na klikové hřídeli je myšleno protizávaží na prodlouženém konci zalomení klikové hřídele. Jeho úkolem je eliminovat působení odstředivých sil a působení setrvačných sil posuvných částí.

Rovnici silového působení vývažku lze obecně zapsat:

$$F_V = 2 \cdot m_v \cdot l_{rv} \cdot \omega^2 [N], \quad (75)$$

kde m_v je hmotnost vývažku a l_{rv} je vzdálenost těžiště vývažku od osy otáčení klikové hřídele.



Obr. 4.2 – Schématické znázornění klikového zalomení s vývažky

V předchozí kapitole bylo rozhodnuto, že setrvačné síly posuvných částí budou vyvažovány silou od vývažků. Stejně tak i odstředivá síla rotačních částí musí být vyvážena silou od vývažků, která je rovna velikosti síly F_{od} . Výsledná síla působící od vývažku má následující tvar:

$$F_V = F_{Vp} + F_{od} [N]. \quad (76)$$

Po dosazení za F_V dostáváme vztah:

$$2 \cdot m_v \cdot l_{rv} \cdot \omega^2 = F_{Vp} + F_{od}. \quad (77)$$

Následujícími úpravami pak dostaneme vztah pro výraz $m_v \cdot l_{rv}$, což je součin hmotnosti vývažku a polohy jeho těžiště. Pomocí tohoto součinu lze konstruovat vývažek klikové hřídele.

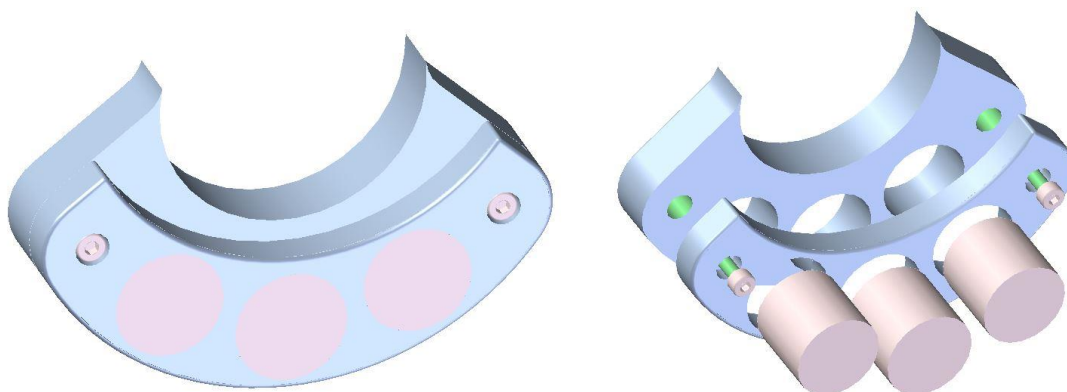
$$m_v \cdot l_{rv} = \frac{F_{Vp}}{2 \cdot \omega^2} + \frac{F_{od}}{2 \cdot \omega^2}. \quad (78)$$

4.3 KONSTRUKCE VÝVAŽKU

V předchozí kapitole byl spočítán součin hmotnosti vývažku a polohy jeho těžiště vůči ose otáčení klikové hřídele - hodnota $m_v \cdot l_{rv} = 0,0499 [kg \cdot m]$. Vývažek byl navrhován pomocí programu Solid Edge s využitím výpisu hmotností a polohy těžiště. Při návrhu byla také prováděna kontrola na kolizi vývažků s pístní skupinou. Dimenzování vývažku z oceli došlo do takového stavu, kdy nebylo možné jej nadále zvětšovat, aniž by nedošlo ke kolizi s písty. Tento problém lze vyřešit více způsoby:

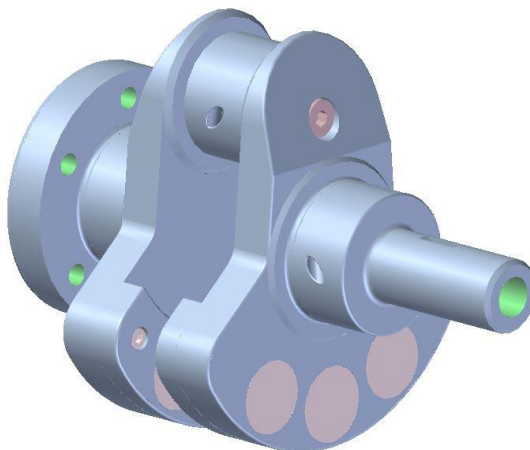
- použití více než dvou vývažků, kdy je nutné prodloužení klikové hřídele pro další místa napojení,
- volba vhodného materiálu o vyšší hustotě, než jakou má ocel.

V této práci byla zvolena druhá varianta, neboť už při návrhu vývažků z oceli se hodnota požadovaného součinu blížila a nebylo tedy nutné prodlužovat klikovou hřídel. Konečný vývažek je realizován jako dělený ocelový se zalisovanými jádry ze slitiny HPM 1800 [25], což je kompozitní materiál založený na wolframu s pojivem NiFe. Hustota tohoto materiálu je 18000 kg/m^3 .



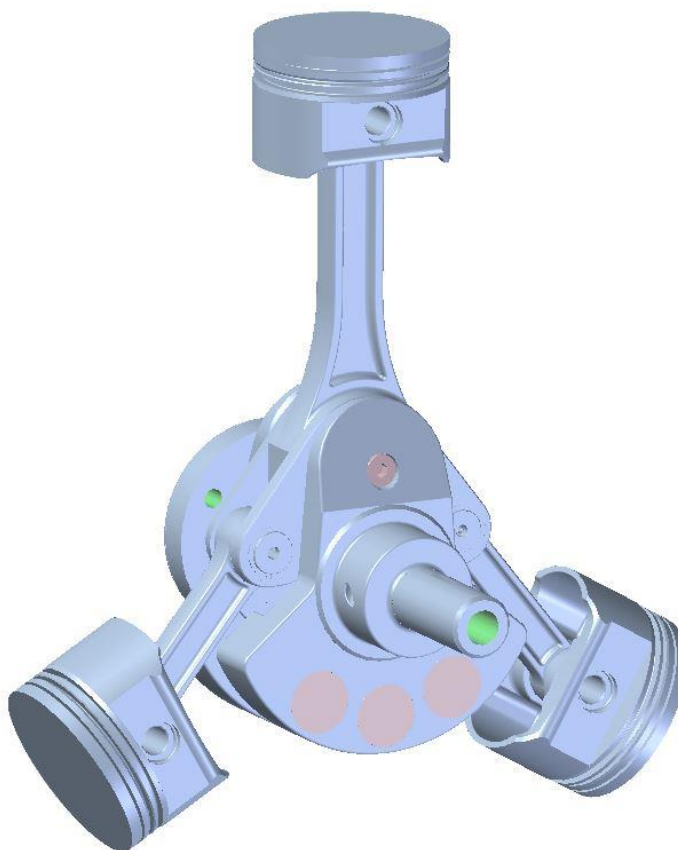
Obr. 4.3 – Dělený ocelový vývažek s wolframovými jádry

Na obrázku 4.4 je kliková hřídel doplněná o vývažky. Oproti obrázku 4.3 je zde vidět, že jedna část vývažku je součástí zalomení klikové hřídele a druhá část je na ni přichycena pomocí dvou šroubů. Do obou částí jsou pak zalisovaná jádra.



Obr. 4.4 – Kliková hřídel s vývažky

Na obrázku 4.5 je celková sestava klikového mechanismu, kde jsou jednotlivé písty zavazbené tak, aby simulovaly umístění v jednotlivých válcích motoru.



Obr. 4.5 – Celková sestava klikového mechanismu

4.4 VÝSLEDNÉ SÍLY PŮSOBÍCÍ NA PÍST A OJNICI

Jednotlivé síly působící v klikovém mechanismu již byly vyjádřeny v dřívějších kapitolách práce. Tyto síly lze obecně rozdělit na primární a sekundární. Primárními silami rozumíme síly způsobené tlakem plynů ve spalovacím prostoru. Sekundární síly jsou způsobené pohybem samotného mechanismu. Jsou to setrvačné síly posuvných částí a odstředivé síly rotujících částí.

4.4.1 CELKOVÉ SÍLY NA PÍST

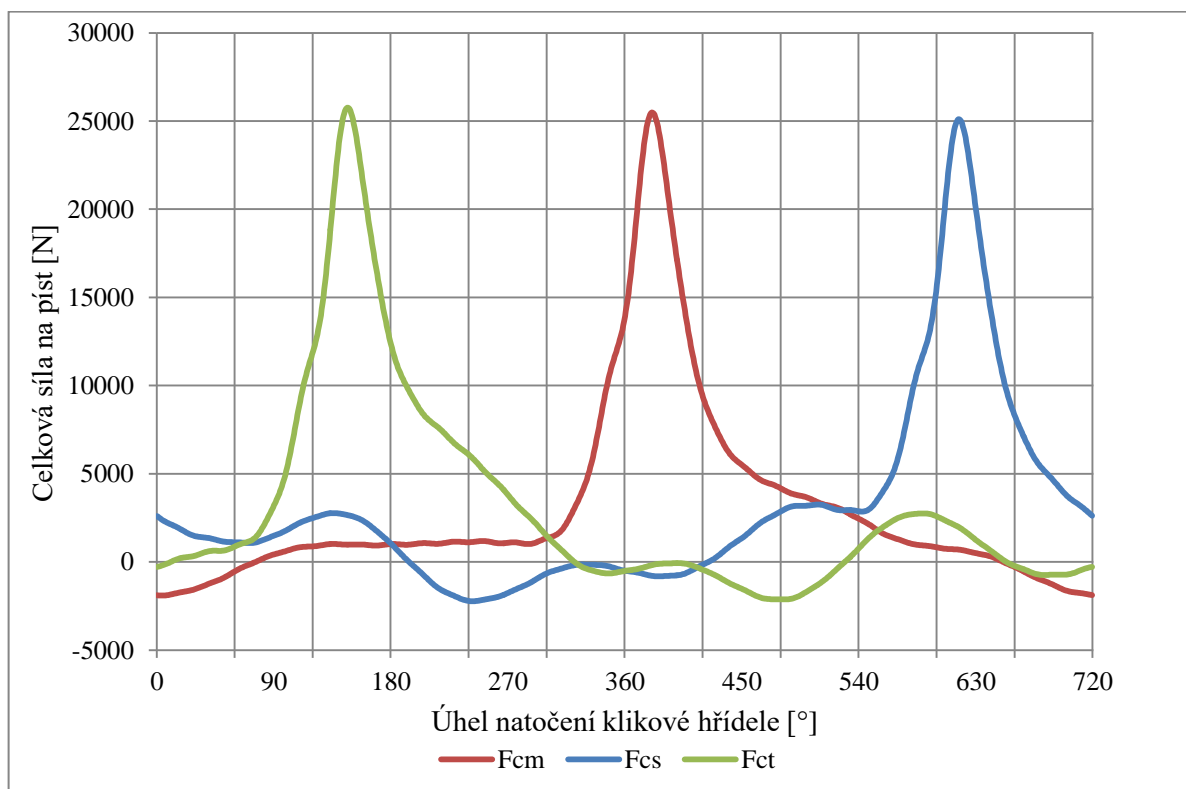
Celkovou sílu působící na píst lze vyjádřit pomocí vektorového součtu síly od tlaku plynů a setrvačné síly posuvných částí. Výsledná síla se poté přenáší na ojnici prostřednictvím pístního čepu.

Rovnice pro výpočet celkové síly působící na píst hlavního válce má tvar:

$$F_{cm} = F_{pm} - F_{sm} [N]. \quad (79)$$

Rovnice pro výpočet celkové síly působící na píst vedlejších válců má obdobný tvar:

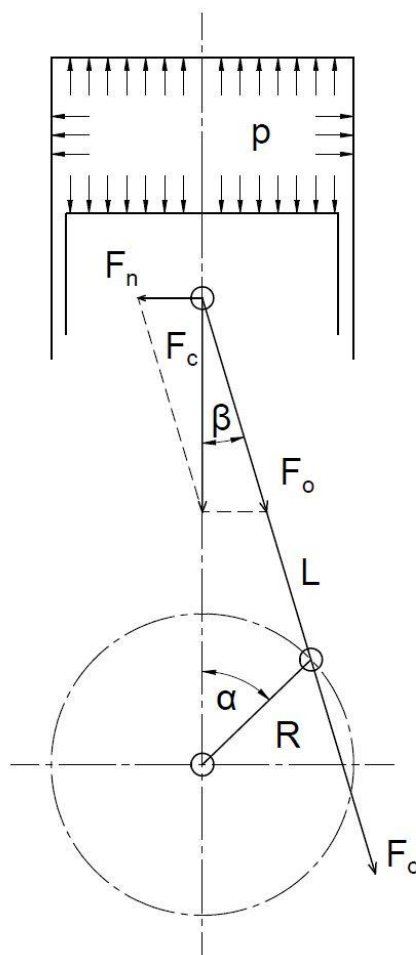
$$F_{ci} = F_{pi} - F_{si} [N]. \quad (80)$$



Obr. 4.6 – Grafické znázornění celkových sil působících na píst

4.4.2 SÍLY PŘENÁŠENÉ VEDLEJŠÍMI OJNICEMI

Celková síla působící na píst, která byla vyjádřena v minulé kapitole, působí v ose válce. Tuto sílu lze rozložit do jednotlivých složek. Normálová síla F_n , která působí kolmo na osu válce, a sílu F_o , která působí ve směru osy ojnice [7].



Obr. 4.7 – Rozložení sil v klikovém mechanismu [22]

V normálním klikovém mechanismu je síla F_o přenášena ojnicí na ojniční čep klikové hřídele. U klikového mechanismu hvězdicového motoru toto platí pouze pro sílu F_{om} , což je síla působící v hlavním válci a je přenášena hlavní ojnicí přímo na čep klikové hřídele. Síly působící v osách vedlejších ojnic F_{oi} jsou přenášeny na čepy, pomocí kterých jsou uloženy v hlavní ojnici.

Sílu přenášenou vedlejšími ojnicemi lze vyjádřit vztahem:

$$F_{oi} = \frac{F_{ci}}{\cos(\beta_i)} [N]. \quad (81)$$

5 PEVNOSTNÍ ANALÝZA

Po konzultaci s vedoucím práce bylo rozhodnuto, že se bude provádět pevnostní kontrola vedlejší ojnice a dále pak analytická kontrola vedlejšího čepu. Analýzu ojnice lze provést dvěma způsoby. Prvním způsobem je řešení s pomocí prutových náhrad, která však řeší napjatost v tělese pouze orientačně. Druhým způsobem je řešení za pomoci MKP (metoda konečných prvků), nebo MBS (multi-body simulation). Tímto způsobem lze řešit napjatost v celém objemu součásti a výsledek je tedy mnohem přesnější, než je tomu u analytického řešení.

Jelikož se jedná o tříválcový motor, bylo rozhodnuto, že se bude provádět pevnostní analýza u obou vedlejších ojnic. K tomu bylo využito metody MKP a softwaru ANSYS Workbench.

Ojnice je při provozu namáhána několika vlivy:

- namáhání od tlaku plynů působící v ose ojnice, které je přenášeno ojničním čepem,
- střídavé namáhání tah – tlak působící v ose ojnice od odstředivých sil posuvných částí,
- namáhání vzpěrným tlakem způsobeným velkými tlakovými silami,
- ohybové namáhání dřívku ojnice vlivem kývavého pohybu dřívku.

5.1 VÝBĚR KONTROLOVANÝCH STAVŮ

Namáhání ojnice je v klikovém mechanismu závislé na úhlu natočení klikové hřídele. Ideálním řešením by bylo provést analýzu napětí v celém rozsahu natočení klikové hřídele (tedy pro dvě otočení klikové hřídele). Toto řešení by však bylo výpočetně a časově velmi náročné. Z toho důvodu byly vybrány pouze některé zátěžné stavy, ve kterých lze očekávat velká napětí a namáhání ojnice. Tyto stavy byly vybrány pomocí sil působících v osách ojnic, které byly vypočteny v předchozí kapitole. Jedná se o maximální síly působící v ose ojnice, tedy maximální zatížení tlakem, a minimální síly působící v ose ojnice, tedy maximální zatížení tahem.

Aby nebylo nutné pro každý zátěžný stav natáčet model ojnice, bylo nutné rozložit síly i zrychlení do souřadného systému ojnice. V případě sil tak bylo učiněno v předchozí kapitole. Zrychlení vedlejších ojnic lze rozložit do dvou kolmých složek pomocí následujících vztahů:

$$a_{ix} = \cos(\beta_i) \cdot a_i [m \cdot s^{-2}], \quad (82)$$

$$a_{iy} = \sin(\beta_i) \cdot a_i [m \cdot s^{-2}], \quad (83)$$

kde a_{ix} je zrychlení působící v ose vedlejší ojnice a a_{iy} je zrychlení působící kolmo k ose vedlejší ojnice.

Při simulování zátěžných stavů v programu ANSYS Workbench je nutné, kromě velikosti síly působící v ose ojnice a velikosti jednotlivých složek zrychlení, zadat také hodnoty úhlových rychlostí a úhlových zrychlení jednotlivých ojnic. Konkrétní hodnoty pro jednotlivé zátěžné stavy jsou zobrazeny v tabulkách 5 a 6.

Tabulka 5 – Zátěžné stavy první vedlejší ojnice

První vedlejší ojnice						
	α [°]	F_{os} [N]	a_{sx} [$m \cdot s^{-2}$]	a_{sy} [$m \cdot s^{-2}$]	ω_s [$rad \cdot s^{-1}$]	ε_s [$rad \cdot s^{-2}$]
Tlak	146,8	25007,0	-7267,2	1456,1	-193,3	4679,1
Tah	493,1	-2831,2	-7916,0	390,6	-194,0	-2805,3

Tabulka 6 – Zátěžné stavy druhé vedlejší ojnice

Druhá vedlejší ojnice						
	α [°]	F_{ot} [N]	a_{tx} [$m \cdot s^{-2}$]	a_{ty} [$m \cdot s^{-2}$]	ω_t [$rad \cdot s^{-1}$]	ε_t [$rad \cdot s^{-2}$]
Tlak	618,6	26187,0	-5160,1	1464,0	-169,1	28267,0
Tah	223,5	-2721,6	-7870,7	-674,6	-194,4	963,5

5.2 VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ V PROGRAMU ANSYS WORKBENCH

Pro správné vyhodnocení napjatosti ojnice pomocí metody MKP je důležité správné provedení určitých kroků:

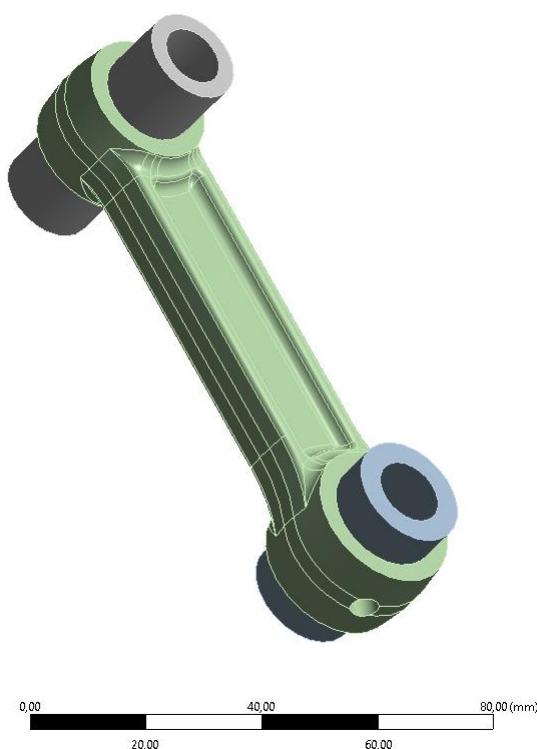
- import modelu z prostředí CAD programu do programu ANSYS,
- zadání materiálových konstant,
- úprava automaticky generovaných kontaktů,
- vytvoření sítě,
- zadání okrajových podmínek,
- zadání sil, zrychlení, úhlových rychlostí a úhlových zrychlení.

Následující kapitoly jsou řazeny podle těchto kroků a je v nich vysvětlen postup při přípravě a následném řešení pevnostních analýz.

5.2.1 IMPORT MODELŮ S AUTOMATICKY GENEROVANÝMI KONTAKTY

Programy určené pro 3D modelování umožňují uložení součástí v různých formátech. Tyto formáty dále umožňují přenos celé objemové geometrie mezi jednotlivými programy. V programu Solid Edge byla uložena sestava vedlejší ojnice ve formátu STEP, který je program ANSYS Workbench schopný přečíst a použít pro otevření modelu ve svém prostředí. Lze použít více možností formátů (například .igs, nebo parasolid x_t).

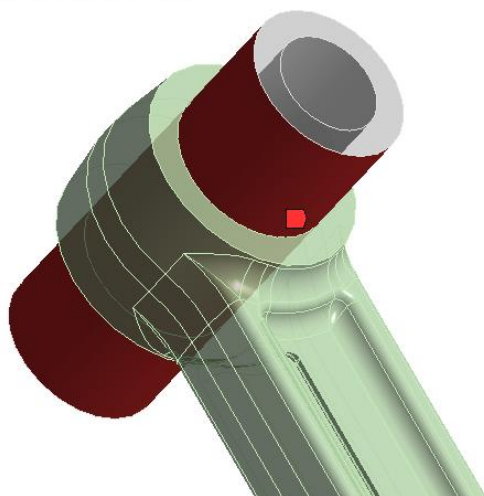
Importovaná sestava vedlejší ojnice obsahovala samotnou ojnici a zjednodušené modely pístního a vedlejšího čepu. Tyto čepy jsou v sestavě importovány z důvodu následného simulování kontaktů. Po importování je nutné provést kontrolu materiálu. Program ANSYS všem importovaným modelům nastaví jako výchozí materiál ocel.



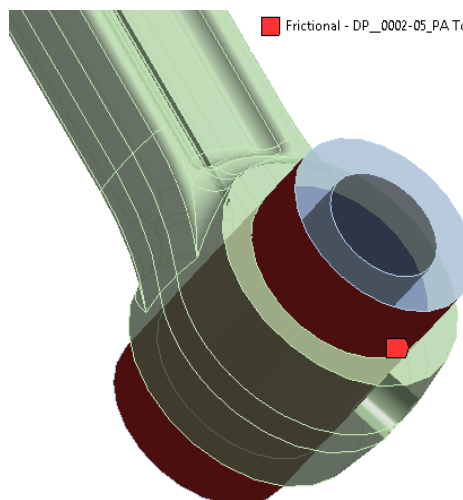
Obr. 5.1 – Importovaná sestava vedlejší ojnice

Program ANSYS Workbench po importování modelů automaticky nastavil všem kontaktním plochám typ kontaktu Bonded, což simuluje pevné spojení součástí. Tento typ byl ponechán pro kontakt mezi pístním čepem a okem ojnice, neboť jak bylo zmíněno dříve, je tento čep do ojnice zalisován. Kontakt mezi vedlejší čepem a ojnicí byl změněn na Frictional, který simuluje třecí kontakt. Koeficient tření byl nastaven na 0,1, což odpovídá tření mezi ocelí a ocelí. Následně pak proběhla kontrola, které plochy vybral program ANSYS jako Contact a které jako Target. Pro simulaci je lepší, když je větší součást označena jako Target.

■ Bonded - DP_0016-05_PA To DP_0002-05



■ Frictional - DP_0002-05_PA To DP_0002-05

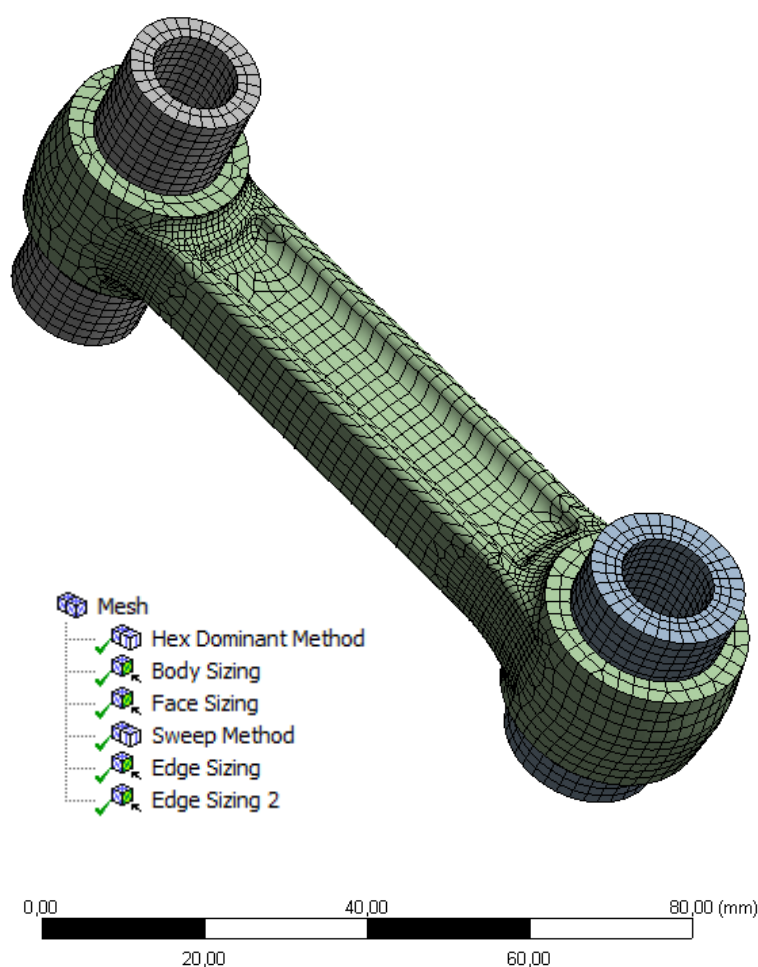


Obr. 5.2 – Kontakty mezi vedlejší ojnicí a čepy

5.2.2 TVORBA SÍTĚ KONEČNÝCH PRVKŮ

Program ANSYS využívá Metodu konečných prvků, která spočívá v rozkladu součásti na malé prvky určité velikosti a tvaru. Tento rozklad umožňuje stanovit síly, deformace a napětí i na tvarově složitých předmětech. Čím menší prvky jsou zvoleny, tím náročnější je výpočet časově i softwarově a tím přesnějších výsledků lze dosáhnout.

Na čepy byla použita metoda Sweep. Hrany čepů byly pomocí funkce Edge Sizing rozděleny na vhodný počet dílů. Na samotnou ojnici byla použita metoda Hex Dominant. V místech, kde se dá očekávat největší napětí (zejména v přechodech dříků do ok ojnice a jejich okolí), byla síť zjemněna za pomoci funkce Face Sizing. Maximální velikost prvků byla nastavena na 2 mm a minimální velikost na 1mm.



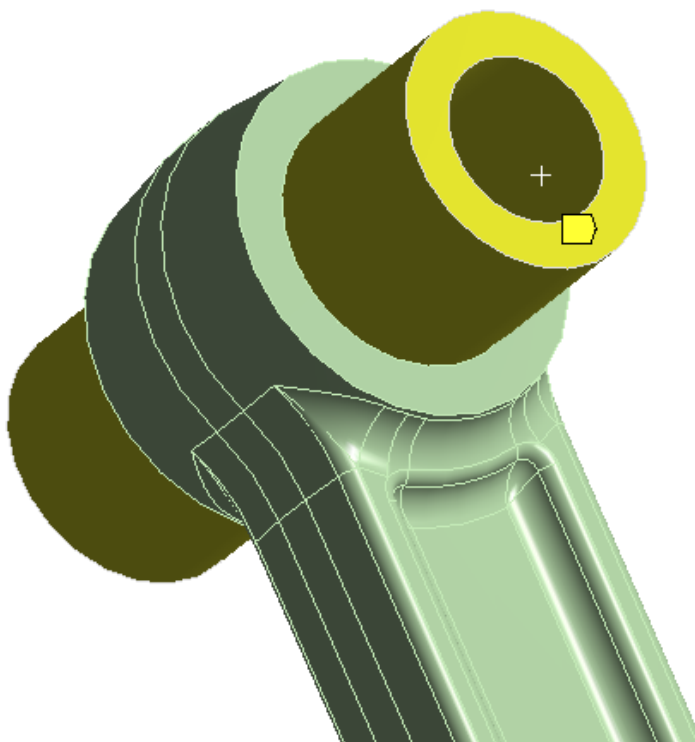
Obr. 5.3 – Síť na vedlejší ojnici

5.2.3 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Pro co nejpřesnější simulaci je nutné model ojnice správně umístit a určit okrajové podmínky, které co nejdříve odpovídají skutečnosti.

Zavazbení a následně také zatížení ojnice bylo provedeno pomocí čepů. Na boky vedlejšího čepu byla umístěna vazba Fixed Support, která omezuje posuv ve všech směrech. Na pístní čep byla umístěna vazba Displacement. Tato vazba určuje pohyby v jednotlivých osách. Bylo nastaveno, že se pístní čep může pohybovat pouze v ose ojnice, ve které také působí zatěžující síla.

■ Displacement
Components: Free;0,0, mm



Obr. 5.4 – Vazby na vedlejší ojnici

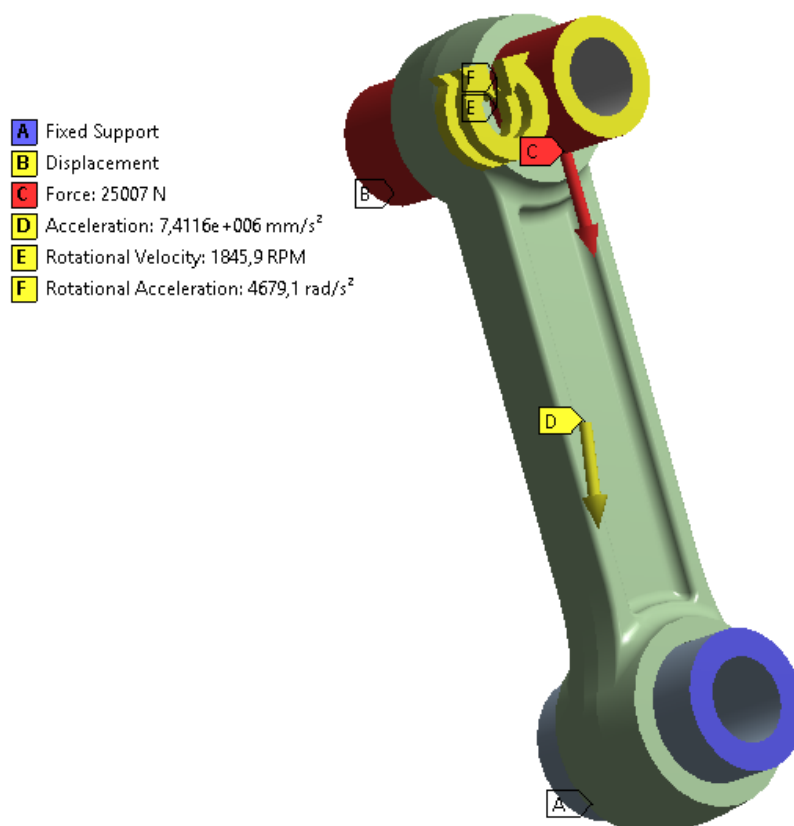
5.2.4 ZATÍŽENÍ SESTAVY VEDLEJŠÍ OJNICE

Zatížení vedlejších ojnic bylo zadáváno podle již dříve určených zátěžných stavů, které jsou uvedeny v tabulkách 5 a 6.

Síla F_{oi} , vypočítaná v kapitole 4.4, která působí v ose ojnice, byla v programu ANSYS Workbench zadána funkcí Force. Síla byla zadána na boční plochy pístního čepu, který je v kontaktu s pístním okem ojnice.

Další zatížení ojnice je od zrychlení a úhlového zrychlení, pro něž má program ANSYS také předdefinované funkce. Zrychlení bylo v kapitole 5.1 rozděleno do jednotlivých os a následně zadáno do jednotlivých os pomocí funkce Inertial – Accelerations. Úhlové zrychlení bylo zadáno funkcí Rotation Accelerations s osou rotace určenou osou pístního čepu, neboť se pístní čep pohybuje pouze translačním pohybem a ojnice se kolem něj natáčí.

Úhlová rychlost ojnice byla zadána funkcí Inertial – Rotation Velocity. Stejně jako v případě úhlového zrychlení byla osa určena osou pístního čepu.



Obr. 5.5 – Zatížení vedlejší ojnice

5.3 VÝSLEDKY ANALÝZY NAPĚTÍ VEDLEJŠÍ OJNICE

Na modelech připravených v kapitole 5.2 byla provedena analýza napjatosti v programu ANSYS Workbench a následně byly vykresleny hodnoty napětí podle podmínky plasticity HMM (Hnecky, von Mises, Huber). Toto napětí je pro obecnou napjatost určeno hlavními napětími σ_1 , σ_2 a σ_3 . Pro napětí dle podmínky HMM platí:

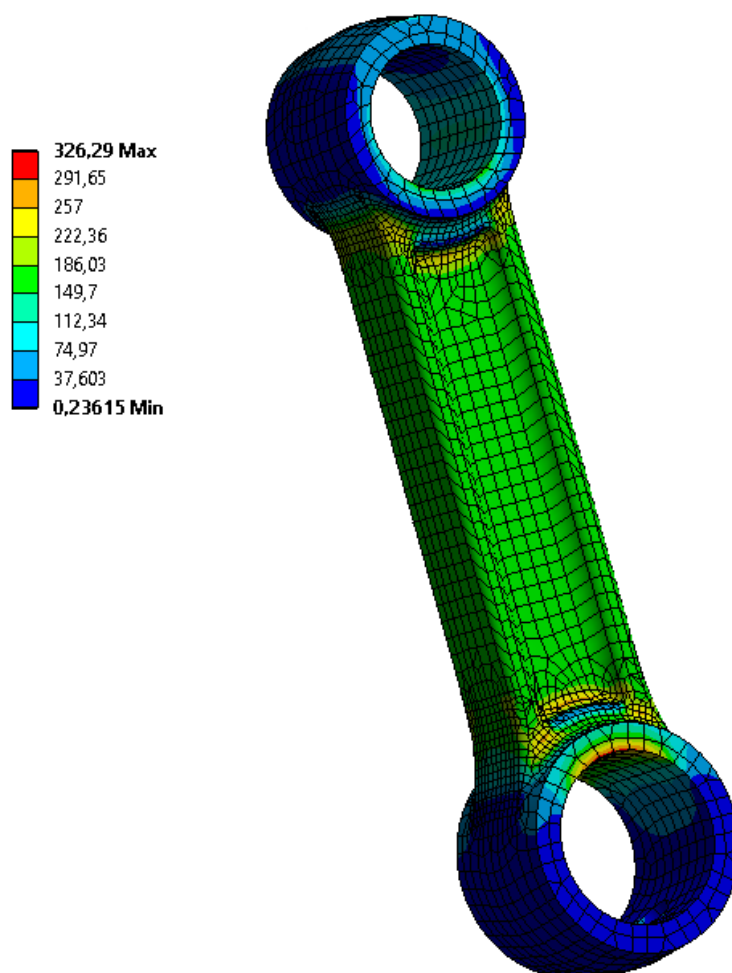
$$\sigma_{HMM} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} \text{ [MPa]}, \quad (84)$$

kde σ_1 , σ_2 , σ_3 jsou hlavní napětí a platí $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$.

Průběh redukovaného napětí na vedlejších ojnicích pro tlak i tah je na obou vedlejších ojnicích takřka totožný. Liší se pouze maximální hodnoty napětí v řádech jednotek MPa. Místa extrémů jsou však prakticky totožná. Proto bylo z následujících výsledků vybráno 6 míst, ve kterých se nacházely extrémy a ve kterých byly následně počítány bezpečnosti pro dva materiály.

Tlak

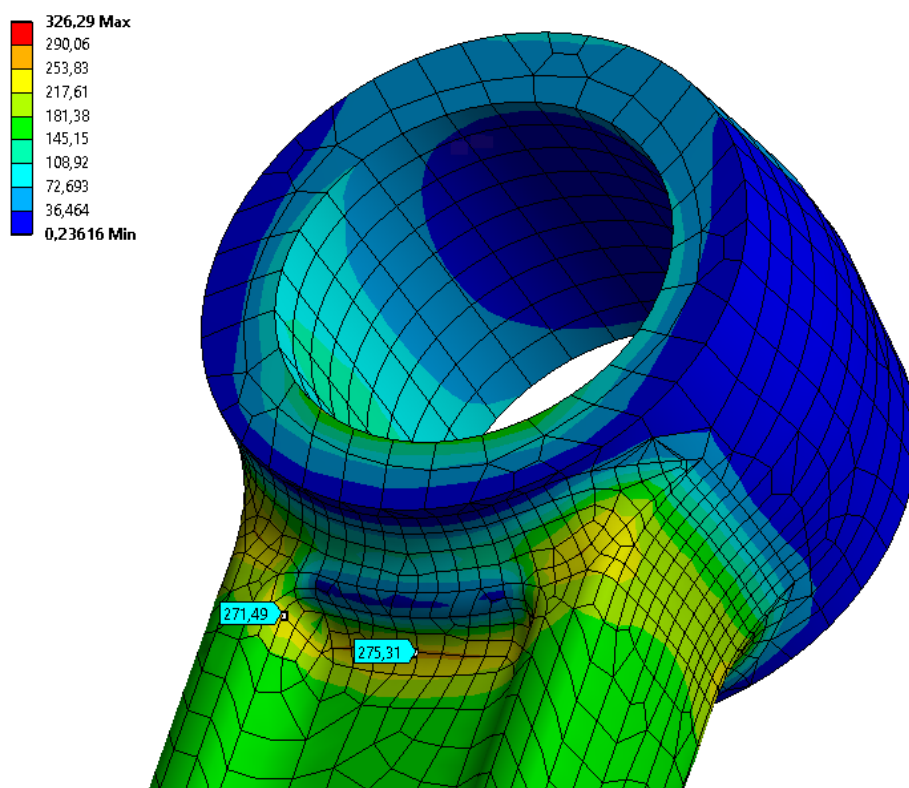
V úloze, kde se kontroluje zatížení od tlaku, jsou vedlejší ojnice zatíženy maximálními silami F_{oi} , které byly vypočteny v kapitole 4.4.



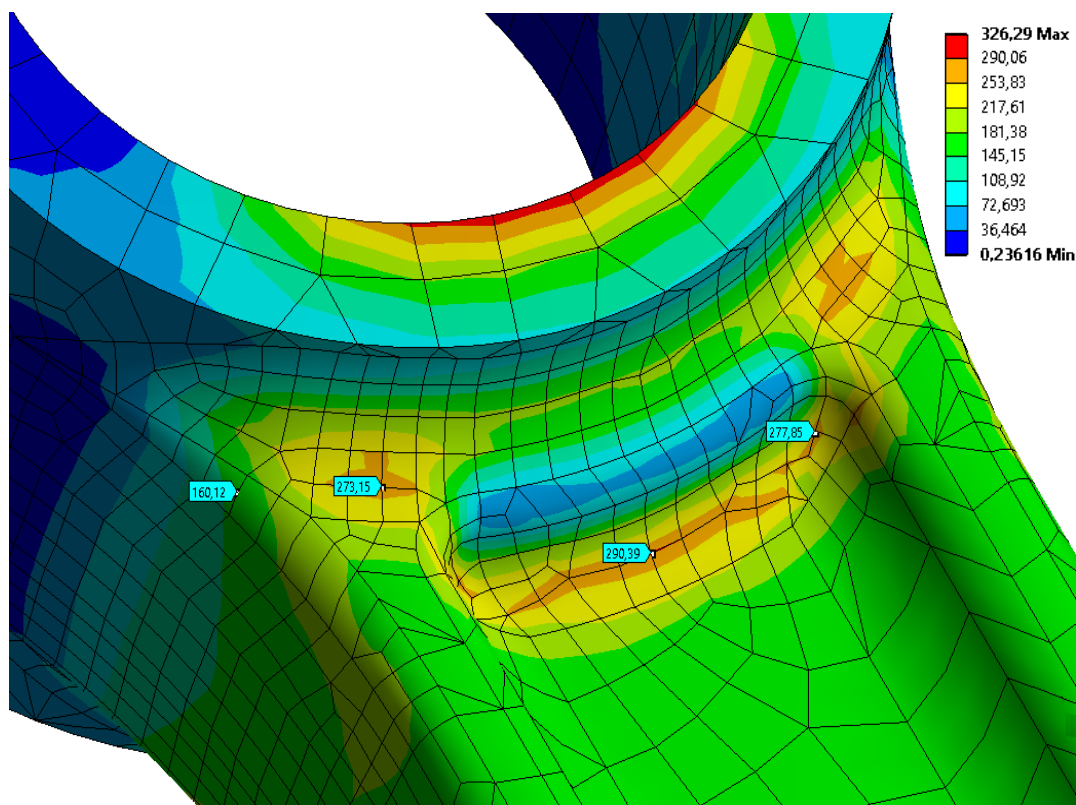
Obr. 5.6 – První vedlejší ojnice, redukované napětí - tlak

Na obrázku 5.6 je zobrazený průběh redukováného napětí na první vedlejší ojnici v tlaku. Místo maximálního napětí je možné ignorovat. Jedná se o hranu, kde se stýká vedlejší čep s ojnicí. Další místa, kde je patrné větší koncentrování napětí, se nacházejí v přechodech ok do dříku ojnice. Jedná se o rádius pod okem pro pístní čep a rádius v dříku ojnice pod tímto okem. Dále pak na druhé straně rádius nad okem pro vedlejší čep a rádius v dříku ojnice nad tímto okem.

Z průběhu redukovaného napětí ve vedlejší ojnici (obr. 5.7 a 5.8) byly pomocí programu Ansys Workbench a funkce Probe vyčísleny jednotlivé hodnoty napětí v kritických místech.



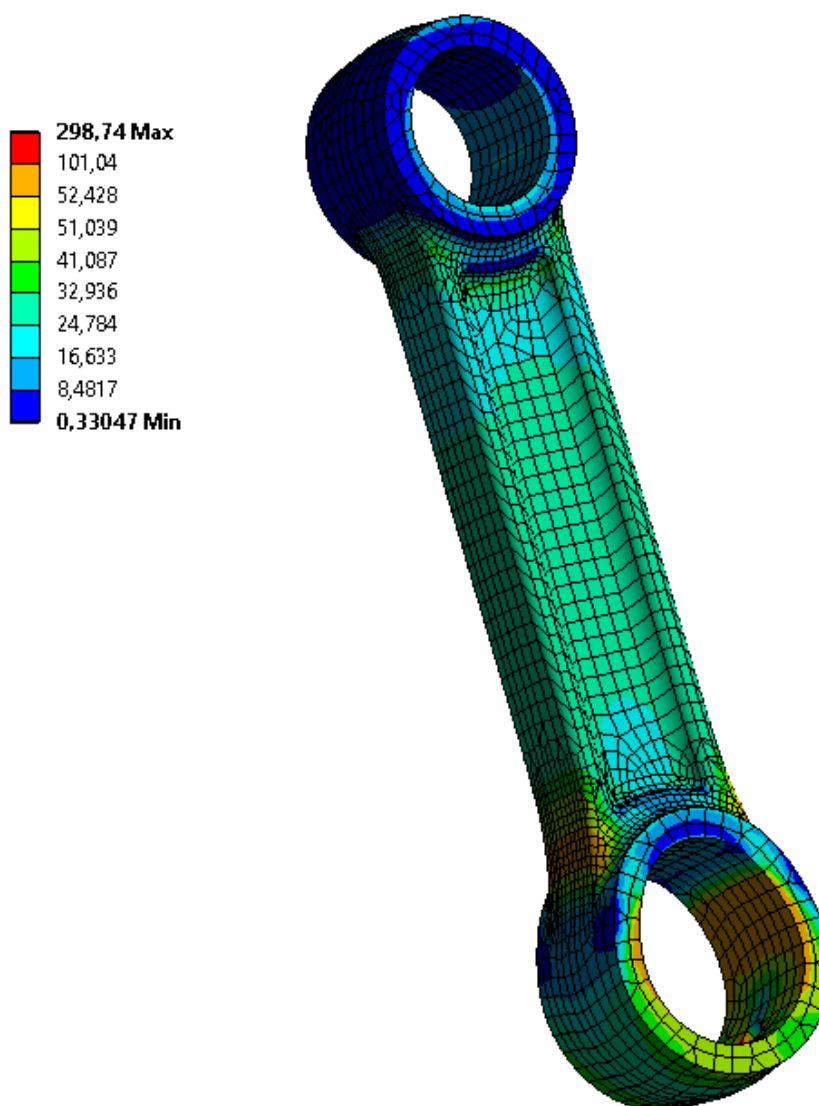
Obr. 5.7 – Redukované napětí v kritických místech pod pístním čepem - tlak



Obr. 5.8 – Redukované napětí v kritických místech nad ojničním čepem - tlak

Tah

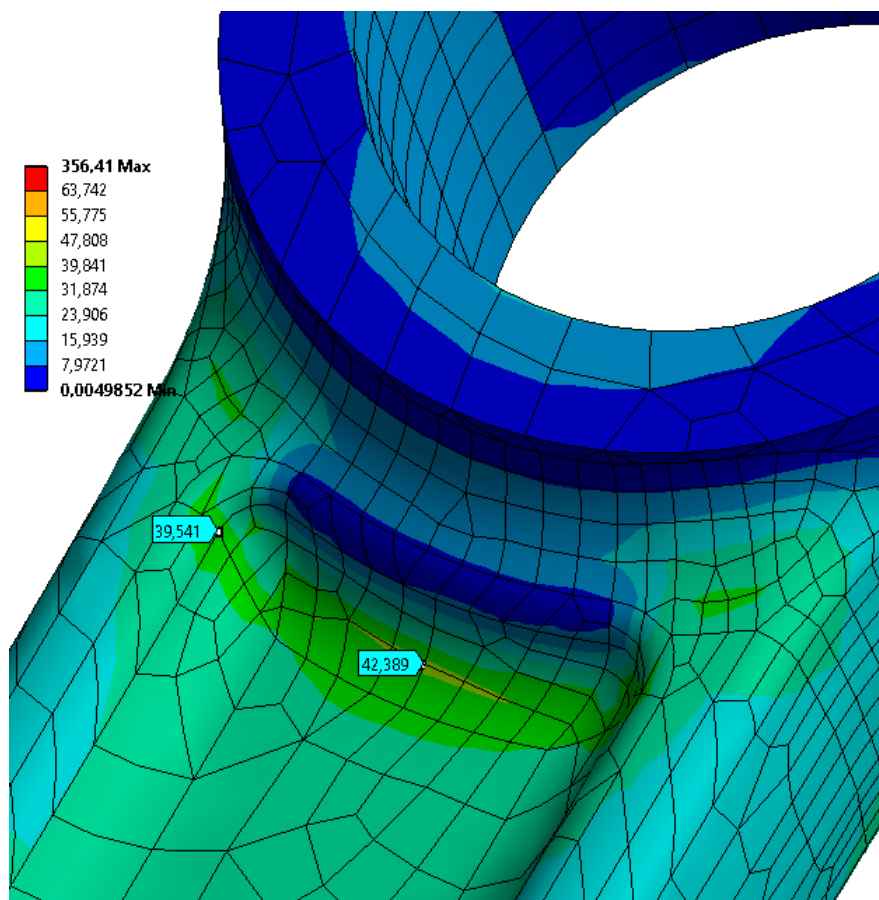
V úloze, kde se kontroluje zatížení od tahu, jsou vedlejší ojnice zatíženy maximálními zápornými silami F_{oi} , které byly vypočteny v kapitole 4.4.



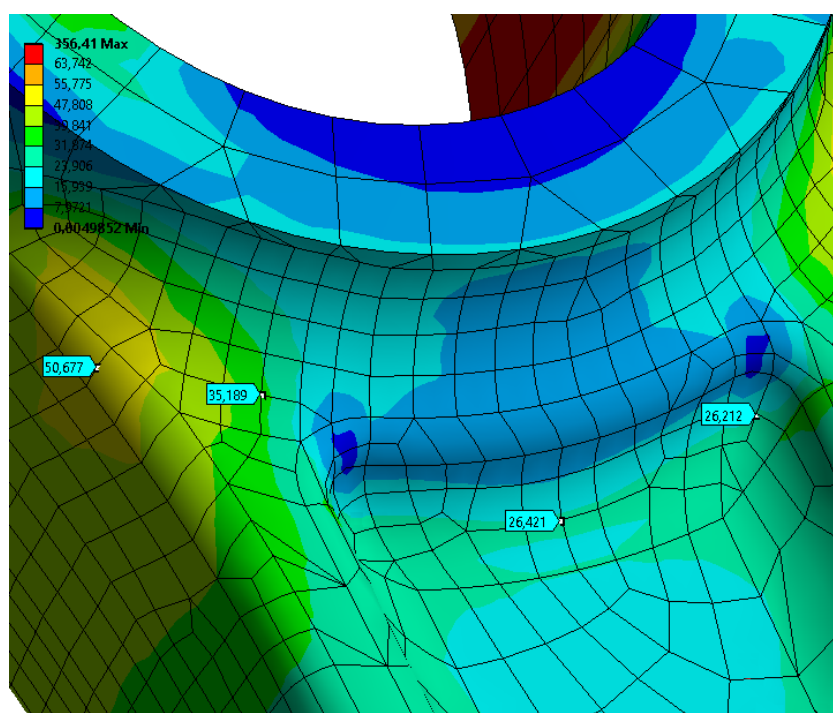
Obr. 5.9 – První vedlejší ojnice, redukované napětí - tah

Z obrázku 5.9 je patrné, že kritická napětí se nacházejí v podobných místech, jako tomu bylo u tlaku. Také zde lze vidět kritické místo v přechodu dříku do oka z boku ojnice. V tomto místě bude také prováděna bezpečnostní kontrola ojnice.

Stejně jako u zatížení tlakem byly pomocí programu Ansys Workbench a funkce Probe vyčísleny jednotlivé hodnoty napětí v kritických místech pro zatížení tahem.



Obr. 5.10 – Redukované napětí v kritických místech pod pístním čepem - tah



Obr. 5.11 – Redukované napětí v kritických místech nad ojničným čepem - tah

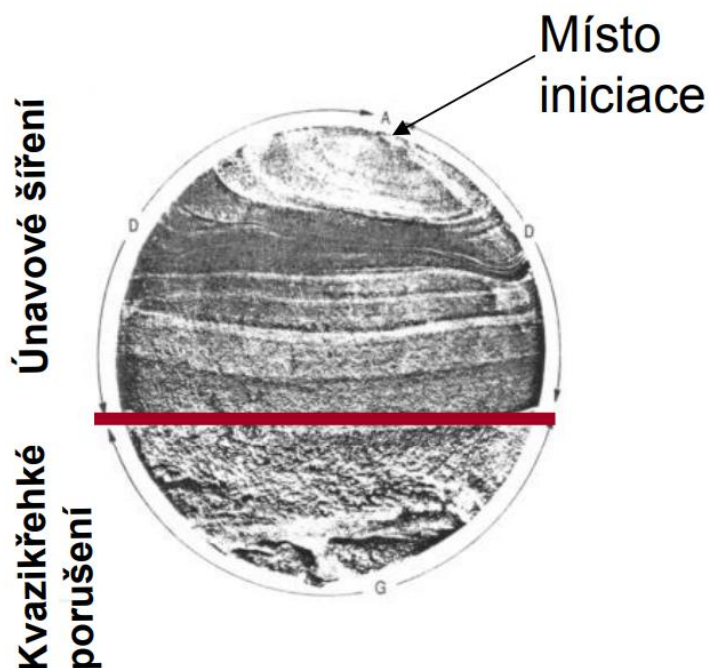
6 ÚNAVOVÉ NAMÁHÁNÍ OJNICE

V kapitole 5 byly vyjádřeny statické zátěžné stavy. Bylo zjištěno redukované napětí v různých polohách ojníc určené tabulkami 5 a 6. Zatížení ojníc se však mění v čase. Při proměnném zatěžování v čase může dojít k porušení součásti i tehdy, je-li maximální napětí nižší než mez pevnosti materiálu, v některých případech i než mez kluzu materiálu. Z toho důvodu je nutné u ojníc stanovit bezpečnost vůči mezi únavy. Postupy vycházejí ze zdrojů [9], [10].

Na rozdíl od statického zatěžování, kdy dochází obvykle k velkým deformacím z důvodu překročení meze kluzu materiálu, dochází u dynamického zatěžování k náhlému lomu.

Únavové porušení má čtyři fáze [8]:

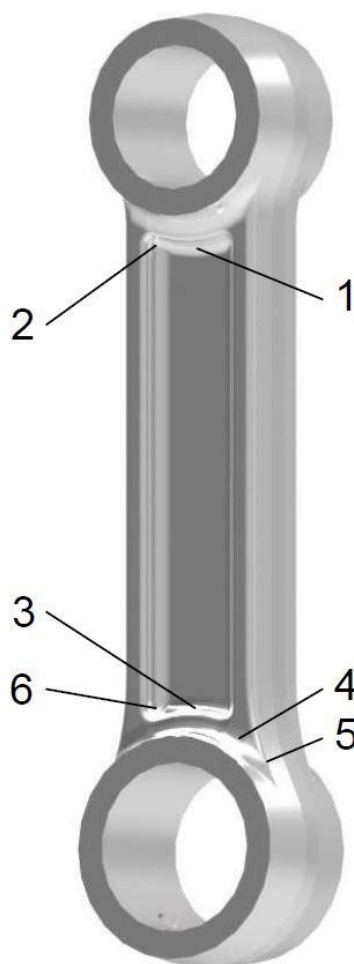
- Fáze změn mechanických vlastností – změny struktury kovu v celém objemu.
- Fáze iniciace mikrotrhliny v důsledku cyklické plastické deformace. Tyto trhliny nejsou pouhým okem rozlišitelné. Následuje formování makrotrhliny, což zahrnuje lokální změny v povrchové vrstvě materiálu.
- Fáze šíření makrotrhliny, což zahrnuje stádium růstu dominantní makrotrhliny, změnu jejího směru kolmo na maximální hlavní napětí.
- Fáze závěrečného lomu, která je reprezentována přechodem a zrychleným rozvojem zakončeným houževnatým nebo křehkým lomem.



Obr. 6.1 – Únavové porušení materiálu [8]

6.1 KRITICKÁ MÍSTA VEDLEJŠÍ OJNICE

Jak již bylo zmíněno v kapitole 5, únavová bezpečnost byla počítána pouze v kritických místech, ve kterých byl největší rozkmit napětí. Bylo vybráno 6 kritických bodů, které jsou zobrazeny na obrázku 6.2.



Obr. 6.2 – Kritická místa na vedlejší ojnici

Pro každý z bodů bylo z výsledků MKP analýzy odečteno redukované napětí od zatížení tlakem i tahem a vyhodnoceno $\Delta\sigma$, což je rozkmit napětí, podle rovnice:

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} [MPa], \quad (85)$$

kde σ_{max} je maximální redukované napětí a σ_{min} je minimální redukované napětí.

Jelikož je ojnice zatěžována střídavě tlakem a tahem, musí být jedno z napětí dosazeno do rovnice s opačným znaménkem. Tento přístup je pouze orientační a slouží pouze k určení maximálního rozkmitu.

Tabulka 7 – Vyhodnocení rozkmitu pro vedlejší ojnice

První vedlejší ojnice							
Bod	σ_{\min} [MPa]	σ_{\max} [MPa]	$\Delta\sigma$ [MPa]	Bod	σ_{\min} [MPa]	σ_{\max} [MPa]	$\Delta\sigma$ [MPa]
1	-275,3	38,6	313,9	4	-273,2	35,2	308,4
2	-271,5	38,2	309,7	5	-160,1	56,3	216,4
3	-290,4	23,5	313,9	6	-277,9	24,4	302,3
Druhá vedlejší ojnice							
Bod	σ_{\min} [MPa]	σ_{\max} [MPa]	$\Delta\sigma$ [MPa]	Bod	σ_{\min} [MPa]	σ_{\max} [MPa]	$\Delta\sigma$ [MPa]
1	-289,4	37,3	326,7	4	-292,8	34,4	327,2
2	-285,6	37,0	322,6	5	-168,3	55,0	223,3
3	-308,5	22,6	331,1	6	-291,6	23,5	315,1

Z tabulky 7 je patrné, že pro obě vedlejší ojnice je největší rozkmit napětí v bodě 3. Lze tedy očekávat, že zde bude nejkritičtější místo.

6.2 VÝPOČET EKVIVALENTNÍHO NAPĚTÍ

Pokud by byly ojnice zatěžovány při konstantních otáčkách, pak by se neměnily amplitudy namáhání. Jelikož však namáhání není konstantní, je nutné ho nahradit harmonickým průběhem pomocí středního napětí σ_{em} a amplitudy napětí σ_{ea} . Pro jejich výpočet je nutné znát hodnoty redukovaného napětí σ_{HMH} a hodnoty hlavních napětí σ_1 a σ_3 , vždy pro zatížení jak tlakem, tak i tahem. Pomocí těchto hodnot lze určit ekvivalentní napětí σ_e .

Tabulka 8 – Hlavní a redukované napětí vedlejších ojníc

První vedlejší ojnice							
Maximální namáhání na tlak				Maximální namáhání na tah			
Bod	σ_1 [MPa]	σ_3 [MPa]	σ_{HMH} [MPa]	Bod	σ_1 [MPa]	σ_3 [MPa]	σ_{HMH} [MPa]
1	1,14	-300,66	275,31	1	-0,2352	42,262	38,588
2	-8,61	-286,04	271,49	2	1,1646	40,292	38,219
3	-1,48	-317,07	290,39	3	0,04	26,733	23,479
4	-1,21	-280,68	273,15	4	0,12	37,474	35,19
5	-1,34	-163,79	160,12	5	0,05	57,215	56,288
6	-1,24	-281,84	277,85	6	-0,313	25,823	24,379
Druhá vedlejší ojnice							
Maximální namáhání na tlak				Maximální namáhání na tah			
Bod	σ_1 [MPa]	σ_3 [MPa]	σ_{HMH} [MPa]	Bod	σ_1 [MPa]	σ_3 [MPa]	σ_{HMH} [MPa]
1	1,70	-316,32	289,40	1	-0,27	40,79	37,30
2	-8,70	-298,20	285,62	2	1,08	38,86	36,96
3	-2,45	-337,06	308,50	3	0,05	25,91	22,59
4	-1,27	-301,95	292,84	4	0,12	36,39	34,44
5	-1,20	-174,82	168,32	5	0,05	55,83	54,96
6	-0,83	-297,61	291,61	6	-0,35	24,82	23,52

Ekvivalentní napětí lze určit ze vztahu:

$$\sigma_e = \text{sign}(\sigma_{hn}) \cdot \sigma_{HMH} \text{ [MPa]}, \quad (86)$$

kde σ_{hn} je maximální absolutní hodnota hlavního napětí a lze ji určit ze vztahu:

$$\sigma_{hn} = \max(|\sigma_1|, |\sigma_3|). \quad (87)$$

Následně je možné stanovit střední napětí σ_{em} a amplitudu napětí σ_{ea} :

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{emax} + \sigma_{emin}}{2} \text{ [MPa]}, \quad (88)$$

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{emax} - \sigma_{emin}}{2} \text{ [MPa]}. \quad (89)$$

Tabulka 10 – Střední napětí a amplitudy napětí vybraných bodů ojnic

První vedlejší ojnice				
Bod	σ_{emax} [MPa]	σ_{emin} [MPa]	σ_{em} [MPa]	σ_{ea} [MPa]
1	38,56	-275,31	-118,375	156,935
2	38,22	-271,49	-116,635	154,855
3	23,48	-290,39	-133,455	156,935
4	35,19	-273,15	-118,98	154,17
5	56,29	-160,12	-51,915	108,205
6	24,38	-277,85	-126,735	151,115
Druhá vedlejší ojnice				
Bod	σ_{emax} [MPa]	σ_{emin} [MPa]	σ_{em} [MPa]	σ_{ea} [MPa]
1	37,3	-289,4	-126,05	163,35
2	36,96	-285,62	-124,33	161,29
3	22,59	-308,5	-142,955	165,545
4	34,44	-292,84	-129,2	163,64
5	54,96	-168,32	-56,68	111,64
6	23,52	-291,61	-134,045	157,565

6.3 VOLBA MATERIÁLU

Jako materiál byly vybrány dvě oceli. Po přihlédnutí ke skutečnosti, že jsou ojnice vysoce namáhané a zatěžované, byly vybrány oceli 15 142 a 15 230. [23],[24]

Tabulka 11 – Volba materiálu

Ocel	R_m [MPa]	R_e [MPa]	σ_c [MPa]	σ_{co} [MPa]
15230	1180	835	375	450
15142	1200	750	495	525

6.4 VYJÁDRĚNÍ SOUČINITELŮ OVLIVŇUJÍCÍCH BEZPEČNOST

Vstupní parametry materiálů uvedené v tabulce 11 platí pro ideální zkušební vzorek. Před vyjádřením bezpečností je nutné vyjádřit součinitele, které upravují vztah pro bezpečnost podle skutečných vlastností.

6.4.1 SOUČINITEL VLIVU POVRCHU

Tento součinitel závisí na jakosti opracování povrchu. Jestliže je povrch kvalitněji opracován, riziko vzniku únavových trhlin je menší.

Součinitel vlivu povrchu součásti je určený vztahem:

$$f_p = a_p \cdot R_m^{b_p} [-], \quad (90)$$

kde R_m je mez pevnosti daného materiálu a a_p a b_p jsou experimentálně určené koeficienty, které jsou závislé na povrchové úpravě.

Ojnice jsou standardně vyráběné kování s následným lokálním broušením (viz tabulka 12).

Tabulka 12 – Koeficienty povrchových úprav

Povrchová úprava	a_p	b_p
Kování	272	-0,995
Broušení	1,58	-0,085

Tabulka 13 – Součinitel f_p pro dané materiály

Povrchová úprava	15230	15142
Kování	0,2388	0,2349
Broušení	0,8661	0,8648

6.4.2 SOUČINITEL SPOLEHLIVOSTI

S rostoucím nárokem na spolehlivost klesá součinitel spolehlivosti v . Pro tuto práci byl zvolen součinitel $v = 0,702$ odpovídající spolehlivosti 99,99 %.

Tabulka 14 – Součinitel spolehlivosti v

Spolehlivost [%]	$v [-]$
50	1
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,62

6.4.3 POMĚRNÝ GRADIENT NAPĚTÍ

Poměrný gradient vyjadřuje pokles napětí ve směru kolmém k povrchu v daném bodě. K jeho určení je nutné znát uzly uvnitř součásti umístěné kolmo k povrchu, na kterém leží již dříve určené povrchové uzly. Z důvodu složitosti generované sítě toho nelze docílit vždy, v některých případech bylo nutné vybrat nejbližší uzel, který neležel úplně na kolmici.

Poměrný gradient lze vypočítat ze vztahu:

$$\kappa = \frac{1}{\sigma_A} \cdot \left(\frac{\sigma_A - \sigma_B}{d_{AB}} \right) [-], \quad (91)$$

kde σ_A je napětí podle hypotézy HMM v uzlu na povrchu, σ_B je napětí podle hypotézy HMM v uzlu pod povrchem a d_{AB} je vzdálenost mezi těmito dvěma uzly.

Tabulka 15 – Poměrný gradient napětí

První vedlejší ojnice						
Bod	1	2	3	4	5	6
σ_A [MPa]	275,31	271,49	290,39	273,15	173,56	277,85
σ_B [MPa]	146,69	180,37	149,74	185,72	145,70	168,21
d_{AB} [mm]	0,672	0,984	0,717	0,583	0,848	0,489
κ [-]	0,695212	0,341087	0,675521	0,549023	0,189293	0,806956
Druhá vedlejší ojnice						
Bod	1	2	3	4	5	6
σ_A [MPa]	289,40	285,62	308,50	292,84	185,50	291,61
σ_B [MPa]	155,58	189,92	158,50	200,12	155,39	177,55
d_{AB} [mm]	0,656	0,987	0,729	0,588	0,890	0,463
κ [-]	0,704886	0,339474	0,666973	0,538475	0,18238	0,844792

6.4.4 KOREKČNÍ SOUČINITEL

Korekční součinitel zahrnuje vliv velikosti tělesa a také vliv způsobu zatěžování tělesa. Je dán vztahem:

$$f_g = 1 + \frac{\frac{\sigma_{co}}{\sigma_c} - 1}{2} \cdot d_{vz} \cdot \kappa [-], \quad (92)$$

kde σ_c je mez únavy v tahu/tlaku, σ_{co} je mez únavy v ohybu, $d_{vz} = 7,5$ mm a vyjadřuje průměr zkušební vzorku daného materiálu.

Tabulka 16 – Korekční součinitel pro jednotlivé materiály

První vedlejší ojnice						
Bod	1	2	3	4	5	6
15230	1,5214	1,2558	1,5066	1,4118	1,1420	1,6052
15142	1,1580	1,0775	1,1535	1,1248	1,0430	1,1834
Druhá vedlejší ojnice						
Bod	1	2	3	4	5	6
15230	1,5287	1,2546	1,5002	1,4039	1,1368	1,6336
15142	1,1602	1,0772	1,1516	1,1224	1,0415	1,1920

6.4.5 POMĚRNÝ SOUČINITEL VRUBU A KONCENTRACE NAPĚTÍ

Součinitel vrubu závisí na napjatosti v kořeni vrubu a na cyklických pružně-plastických vlastnostech materiálu. Poměrný součinitel vrubu a koncentrace napětí $\frac{\beta_k}{\alpha_k}$ vystihuje tvarové přechody, zaoblení, vruby atd.:

$$\frac{\beta_k}{\alpha_k} = 1 + \sqrt{k} \cdot 10^{-\left(0,35 + \frac{R_e}{810}\right)} [-], \quad (93)$$

kde R_e je mez kluzu daného materiálu.

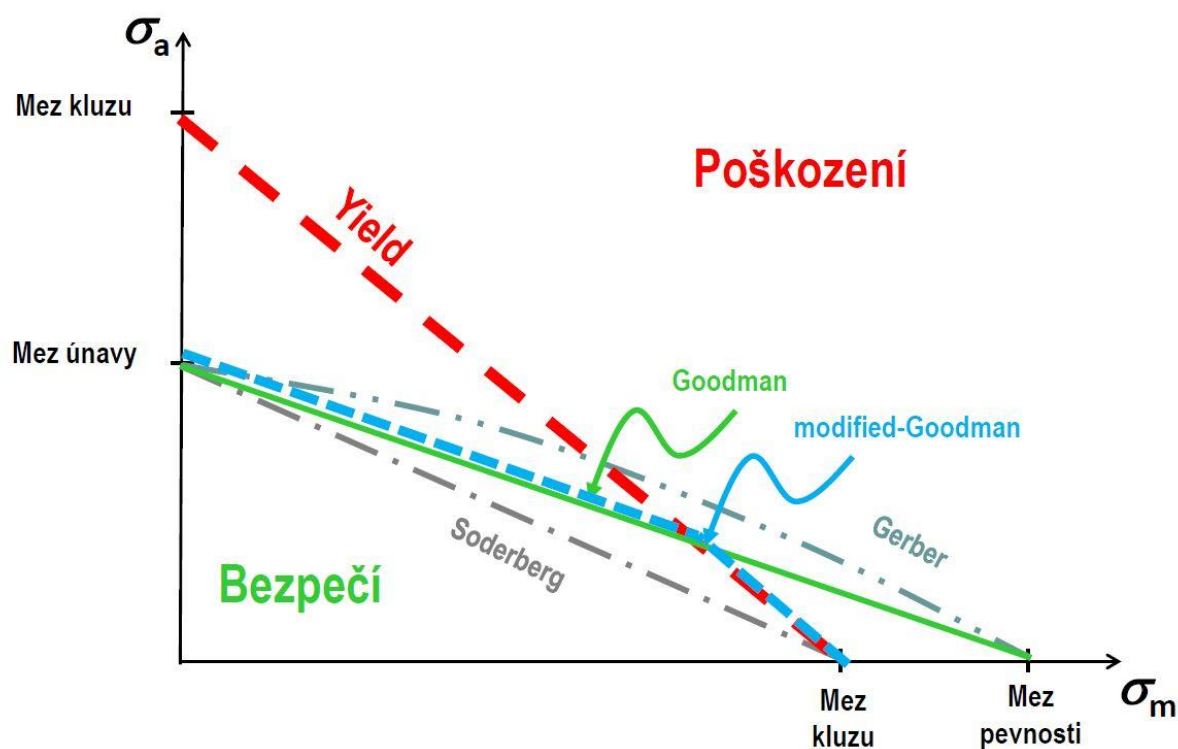
Tabulka 17 – Poměrný součinitel vrubu a koncentrace napětí pro jednotlivé materiály

První vedlejší ojnice						
Bod	1	2	3	4	5	6
15230	1,0347	1,0243	1,0342	1,0308	1,0181	1,0374
15142	1,0442	1,0309	1,0435	1,0393	1,0231	1,0476
Druhá vedlejší ojnice						
Bod	1	2	3	4	5	6
15230	1,0349	1,0242	1,0340	1,0305	1,0178	1,0382
15142	1,0445	1,0309	1,0433	1,0389	1,0226	1,0487

6.5 STANOVENÍ BEZPEČNOSTI

Při stanovení únavové bezpečnosti byl použit Haighův diagram (viz obrázek 6.3). Konkrétně bylo použito kritérium porušení podle Goodmana. Toto kritérium je dáno vztahem:

$$\frac{1}{k} = \frac{\beta_k}{\alpha_k} \cdot \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_c \cdot f_p \cdot v \cdot f_g} + \frac{\sigma_{em}}{R_m} [-]. \quad (94)$$



Obr. 6.3 – Haighův diagram[9]

Bezpečnosti pro obě vedlejší ojnice byly spočítané pro tři různé povrchové úpravy:

- Ojnice kované s lokální úpravou broušením – dosedací plochy a díry. Bezpečnosti označené k_{kov} .
- Celý povrch ojníc broušený. Bezpečnosti označené k_{br} .
- Celý povrch broušený a následně zakalený. Bezpečnosti označené k_{kal} .

Po zakalení je výsledná bezpečnost:

$$k_{kal} = 1,3 \cdot k_{br} [-]. \quad (95)$$

Tabulka 18 – Výsledné míry bezpečností pro vedlejší ojnice

Povrch kovaný s lokálním broušením - k_{kov}						
První vedlejší ojnice						
Bod	1	2	3	4	5	6
15230	0,626	0,523	0,625	0,592	0,671	0,692
15142	0,611	0,582	0,614	0,607	0,795	0,652
Druhá vedlejší ojnice						
Bod	1	2	3	4	5	6
15230	0,605	0,503	0,590	0,555	0,649	0,676
15142	0,589	0,559	0,582	0,572	0,772	0,630
Celý povrch broušený - k_{br}						
První vedlejší ojnice						
Bod	1	2	3	4	5	6
15230	2,719	2,197	2,782	2,545	2,638	3,116
15142	2,686	2,526	2,768	2,668	3,227	2,945
Druhá vedlejší ojnice						
Bod	1	2	3	4	5	6
15230	2,644	2,118	2,636	2,396	2,562	3,071
15142	2,602	2,439	2,632	2,523	3,149	2,861
Celý povrch broušený a následně zakalený - k_{kal}						
První vedlejší ojnice						
Bod	1	2	3	4	5	6
15230	3,534	2,856	3,617	3,309	3,429	4,051
15142	3,492	3,284	3,599	3,468	4,195	3,829
Druhá vedlejší ojnice						
Bod	1	2	3	4	5	6
15230	3,437	2,753	3,427	3,115	3,330	3,992
15142	3,383	3,170	3,422	3,280	4,094	3,719

Z tabulky 18 je patrné, že ojnice nedosahují dostatečné bezpečnosti při výrobě kováním s lokálním broušením povrchu. Po broušení celého povrchu už jsou bezpečnosti ve všech místech větší než 2. Při zakalení pak, až na bod 2 pro materiál 15230, dosahují obě vedlejší ojnice bezpečností větších než 3.

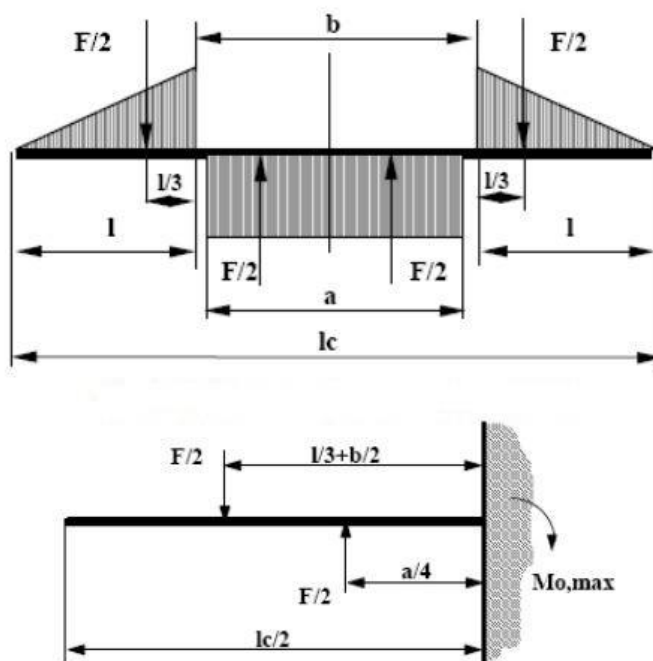
7 KONTROLA VEDLEJŠÍHO ČEPU

Jelikož nebyl v MKP analýze řešen vedlejší čep, byly provedeny orientační analytické výpočty pro kontrolu namáhání čepu na ohyb a smyk. Pístní čep nebyl řešen, neboť je spolu s celou pístní skupinou převzatý z původního motoru 1.2 HTP. Pro kontrolu vedlejšího čepu však byl převzat postup z výpočtu namáhání pístního čepu.

Namáhání vedlejšího čepu na ohyb lze spočítat jako podíl maximálního ohybového momentu uprostřed délky čepu poděleného modulem odporu v ohybu, který je dán průřezem čepu. U pístního čepu se maximální smykové napětí nachází v místě mezi nálitky v pístu a okem ojnice, v neutrální ploše příčného průřezu. To lze použít i pro výpočet vedlejšího čepu, kdy čep není umístěn v nálitkách pístního čepu, ale z obou stran v hlavní ojnici. Namáhání na smyk určíme s použitím Žuravského vzorce. Nakonec tyto napětí porovnáme s dovoleným napětím pro čepy ze slitinových ocelí. Postupy vycházejí ze zdroje [2].

7.1 NAMÁHÁNÍ VEDLEJŠÍHO ČEPU OHYBEM

Z výsledků experimentálních měření deformací a zjištěných charakteristik lomu je odpovídající prutový model a jeho zatížení uveden na obrázku 7.1. Za zatěžující sílu byla dosazena maximální síla působící v ose ojnice F_{oi} .



Obr. 7.1 – Ohybové namáhání čepu s uvolněným prutem [2]

Rovnice statické rovnováhy uvolněného prvku prutu:

$$M_{omax_i} = \frac{F_{oi}}{2} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot \frac{l_c - b}{2} + \frac{b}{2} \right) - \frac{F_{oi}}{2} \cdot \frac{a_{oko}}{4} \text{ [Nm]}, \quad (96)$$

kde l_c je délka vedlejšího čepu, b je vzdálenost ok v hlavní ojnici, ve kterých je čep umístěn, a a_{oko} je šířka ojničního oka vedlejší ojnice.

Po úpravě lze pak maximální ohybový moment vypočítat z rovnice:

$$M_{omax_i} = \frac{F_{oi}}{12} \cdot \left(l_{\check{c}} + 2 \cdot b - \frac{3}{2} \cdot a_{oko} \right) [Nm]. \quad (97)$$

Modul odporu v ohybu:

$$W_{oi} = \frac{\pi \cdot D_{\check{c}a}^3}{32} \cdot (1 - p^4) [m^3], \quad (98)$$

kde $D_{\check{c}a}$ je vnější průměr čepu a p je poměr vnějšího průměru k vnitřnímu průměru čepu.

Maximální ohybové napětí:

$$\sigma_{omax_i} = \frac{M_{omax_i}}{W_{oi}} [MPa]. \quad (99)$$

Maximální ohybové napětí pro vedlejší čep první vedlejší ojnice $\sigma_{omax_s} = 185,0 [MPa]$.

Maximální ohybové napětí pro vedlejší čep druhé vedlejší ojnice $\sigma_{omax_t} = 193,7 [MPa]$.

Dovolené ohybové napětí pro čepy ze slitinových ocelí je $\sigma_{odov} = 250 \div 500 MPa$. Z toho vyplývá, že jsou čepy pro obě vedlejší ojnice navrženy s dostatečnou rezervou, která může kompenzovat případné odchylky při výpočtech či zjednodušení celé úlohy.

7.2 NAMÁHÁNÍ VEDLEJŠÍHO ČEPU SMYKEM

Pro výpočet smykového namáhání je využitý Žuravského vzorec, který má po úpravě tvar:

$$\tau_{max_i} = \frac{0,85 \cdot F_{oi} \cdot (1 + p + p^2)}{D_{\check{c}a}^2 \cdot (1 - p^4)} [MPa]. \quad (100)$$

Maximální smykové napětí pro vedlejší čep první vedlejší ojnice $\tau_{max_s} = 102,3 [MPa]$.

Maximální smykové napětí pro vedlejší čep druhé vedlejší ojnice $\tau_{max_t} = 107,1 [MPa]$.

Hodnota velikosti dovoleného smykového napětí pro čepy ze slitinových ocelí bývá v rozmezí $\tau_{dov} = 120 \div 220 MPa$. Z toho, stejně jako pro namáhání čepu ohybem, vyplývá, že jsou čepy navrženy s dostatečnou rezervou.

ZÁVĚR

Při návrhu klikového mechanismu tříválcového hvězdicového zážehového motoru jsem vycházel z předem zadaných hodnot řadového tříválcového motoru 1.2 HTP. Tyto hodnoty jsem následně použil pro hlavní válec. V první části této práce jsem se věnoval kinematice mechanismu s důrazem na zachování stejného kompresního poměru pro všechny válce. Toho jsem dosáhl vhodným stanovením délky vedlejší ojnice, délky vedlejší ojniční kliky a úhlu odklonu vedlejší ojniční kliky od osy hlavní ojnice. Zadaný kompresní poměr hlavního válce a vypočítaný kompresní poměr vedlejších válců se lišil v řádu tisícin. Následně jsem vykreslil dráhy všech pístů v závislosti na natočení klikové hřídele (viz obr. 2.4).

Poté jsem podle zadaných a dopočítaných parametrů vymodeloval jednotlivé části klikového mechanismu. V první řadě šlo o návrh hlavní ojnice s vedlejšími ojničními klikami pro připojení vedlejších ojnic. Dále pak vedlejší ojnice, vedlejší čepy, pojistné kroužky. Následoval návrh klikové hřídele, která byla zvolena dělená z důvodu nedělené hlavní ojnice. Kliková hřídel byla vytvořena zpočátku bez vývažků, které jsem dopočítal a vymodeloval později. Nakonec jsem vymodeloval pístní skupinu a kluzná ložiska.

Při výpočtu silových působení jsem vypočítal sílu od tlaku plynů pro hlavní válec, kterou jsem poté implementoval na oba vedlejší válce podle drah jednotlivých pístů. Pro určení rychlostí a zrychlení pístů vedlejších válců jsem použil harmonickou analýzu průběhu pomocí Fourierova rozkladu. Obdobný postup jsem poté použil pro výpočet úhlové rychlosti a zrychlení ojnic. Pro návrh vývažků klikové hřídele bylo nutné stanovit setrvačné síly posuvných částí a odstředivou sílu rotačních částí.

Při návrhu vyvážení setrvačných sil posuvných částí jsem zvolil možnost vyvážení síly, která má velikost mezi velikostí horizontální a vertikální poloosy setrvačných sil posuvných částí prvního řádu (viz obr. 3.9). Zbytková nevyváženost má tvar kružnice, kde na obou osách je maximální nevyváženost 269,5 N (viz obr. 4.1). Tato zbytková nevyváženost nelze dále eliminovat pouze pomocí vývažků na klikové hřídeli. Pro další eliminaci by bylo potřeba přidat vyvažovací hřídel, což by bylo velmi složité na zástavbu. Při konstrukci vývažku jsem se dostal do bodu, kdy už nebylo možné ocelový vývažek dále zvětšovat, neboť by došlo ke kolizi s písty. Tento problém jsem vyřešil zalisováním jader (viz obr. 4.3) z kompozitního materiálu HPM 1800, který má hustotu 18 000 kg/m³.

Pevnostní analýzu jsem prováděl pro obě vedlejší ojnice zvlášť. Vybral jsem různé zátěžné stavy (viz tab. 5 a 6) podle celkových sil působících v osách ojnic. Z výsledných redukováných napětí v ojnicích jsem zvolil šest kritických míst (viz obr. 6.2), ve kterých jsem následně počítal bezpečnost vzhledem k mezi únavy pro dva různé materiály (viz tab. 11).

Míru bezpečnosti jsem stanovil podle Goodmanova kritéria pro tři různé povrchy, kterými lze dokončit vedlejší ojnice (viz tab. 18). Po koncové úpravě povrchu kování jsou bezpečnosti k_{kov} menší než jedna. Je tedy nutné brousit celý povrch ojnic. Bezpečnosti pro broušený povrch k_{br} vycházejí pro oba materiály větší než dva ve všech kontrolovaných bodech. Navržené vedlejší ojnice jsou tedy vyhovující.

Posledním bodem mé diplomové práce byla analytická kontrola vedlejšího čepu. Počítal jsem namáhání čepu ohybem a smykem. Ohybové i smykové napětí se pohybovalo vždy s rezervou pod mezí dovoleného napětí (viz kapitola 7). Vedlejší čepy jsou tedy také vyhovující.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] PEČÍNKA, Jiří, 2011. *Letecké motory I: pístové motory*. Brno: Univerzita obrany. ISBN 978-80-7231-831-5
- [2] HOŠEK, František, 2010. *Vozidlové spalovací motory: pevnostní kontrola pístní skupiny, rozvodového mechanismu a trendy vývoje pístových spalovacích motorů*. Brno: Univerzita obrany. ISBN 978-80-7231-713-4
- [3] KOCÁB, Jindřich, 2000. *Letadlové motory*. Praha: KANT. ISBN 80-902-9140-6.
- [4] KOŽOUŠEK, Josef, 1971. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů: Dynamika klikového ústrojí*. Praha: ČVUT.
- [5] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS, 2013. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM. ISBN 978-80-7204-838-0.
- [6] *Fourierovy řady* [online], [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <http://math.feld.cvut.cz/mt/txt/3/txc3ea3f.htm>
- [7] KOLEKTIV VÚNM A ČKD, 1962. *Naftové motory čtyřdobé 1. díl*. 2. vydání. Praha: Státní nakladatelství technické literatury. L123-B3-IV-41/2490.
- [8] RŮŽIČKA, Milan, *Únavová pevnost a životnost* [online]. ČVUT v Praze, Fakulta strojní [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <http://oprلز.iss.fd.cvut.cz/dokumenty/070309UnavovaPevnostAZivotnost.pdf>
- [9] NOVOTNÝ, Pavel, 2018. *Aplikované metody řešení únavového poškození I*. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [10] NOVOTNÝ, Pavel, 2018. *Aplikované metody řešení únavového poškození II*. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [11] *Encyklopedie energetiky* [online], [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: https://www.cez.cz/edee/content/file/static/encyklopedie/encyklopedie-energetiky/02/ropa_2.html
- [12] *Pístové spalovací motory* [online], [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/160/07.html>
- [13] RAUSCHER, Jaroslav, *Vozidlové motory* [online]. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/studium-podklady-ke-studiu>
- [14] *Le Rhône Rotary Engine* [online], [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <http://www.aviation-history.com/engines/rotary.htm>
- [15] *Wright R-3350* [online], [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <http://www.aviation-history.com/engines/r3350.htm>

- [16] *Motor vehicle maintenance & repair* [online], [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://mechanics.stackexchange.com/questions/12139/why-are-v-engines-less-smooth>
- [17] *Connecting rod* [online], [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://enacademic.com/dic.nsf/enwiki/334070>
- [18] *Pístové letecké motory - 2. část* [online], [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <http://www.palba.cz/viewtopic.php?f=88&t=3027>
- [19] SORENSEN, C., 2008. *Kinematic Relation Between Master and Slave Cylinders in Radial Engines* [online]. [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://docplayer.net/57950724-Kinematic-relations-between-master-and-slave-cylinders-in-radial-engines.html>
- [20] *Elmer Verberg's Radial Engine* [online], [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: http://www.plans-for-everything.com/hen_steam_engine_plans.html
- [21] ILKIVOVÁ, Hana, 2012. *Klikový mechanismus* [online]. Hotelová škola, Obchodní akademie a Střední průmyslová škola, Benešovo náměstí 1. [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: https://www.sostp.cz/dumy/Stavba%20a%20provoz%20stroj%C5%AF%20-%204.r.%20SP%C5%A0/VY_32_INOVACE_SPS_941.pdf
- [22] DRÁPAL, Lubomír, 2008. *Hnací ústrojí šestiválcového leteckého motoru*. Brno. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
- [23] *Přehled vlastností oceli 42CrMo4* [online], [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10083/MOP-vlastnosti_42CrMo4.pdf
- [24] *Cr-V ocel k zušlechťování* [online], [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <http://media1.obrabenikovo.cz/files/media1:57192b41a2a2e.pdf.upl/15230.pdf>
- [25] *Slitiny wolframu* [online], [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://www.inkosas.cz/download/wolfram/wolframove-slitiny.pdf>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A_i	[mm],[-]	Koeficient Fourierovy řady
A_1	[mm],[-]	Koeficient Fourierovy řady
A_2	[mm],[-]	Koeficient Fourierovy řady
A_3	[mm],[-]	Koeficient Fourierovy řady
A_4	[mm],[-]	Koeficient Fourierovy řady
a	[m/s ²]	Zryhlení
a_1	[m/s ²]	První harmonická složka zryhlení
a_2	[m/s ²]	Druhá harmonická složka zryhlení
a_{i1}	[m/s ²]	První harmonická složka zryhlení i-tého válce
a_{i2}	[m/s ²]	Druhá harmonická složka zryhlení i-tého válce
a_{ix}	[m/s ²]	Zryhlení působící v ose i-té vedlejší ojnice
a_{iy}	[m/s ²]	Zryhlení působící kolmo k ose i-té vedlejší ojnice
a_m	[m/s ²]	Zryhlení pístu v hlavním válci
a_{m1}	[m/s ²]	První harmonická složka zryhlení hlavního válce
a_{m2}	[m/s ²]	Druhá harmonická složka zryhlení hlavního válce
a_{oko}	[mm]	Šířka ojnicního oka vedlejší ojnice
a_p	[Mpa ⁻¹]	Experimentálně určený koeficient povrchové úpravy
a_s	[m/s ²]	Zryhlení pístu v prvním vedlejším válci
a_{sx}	[m/s ²]	Zryhlení působící v ose první vedlejší ojnice
a_{sy}	[m/s ²]	Zryhlení působící kolmo k ose první vedlejší ojnice
a_t	[m/s ²]	Zryhlení pístu ve druhém vedlejším válci
a_{tx}	[m/s ²]	Zryhlení působící v ose druhé vedlejší ojnice
a_{ty}	[m/s ²]	Zryhlení působící kolmo k ose druhé vedlejší ojnice
B_i	[mm],[-]	Koeficient Fourierovy řady
B_1	[mm],[-]	Koeficient Fourierovy řady

B_2	[mm],[-]	Koeficient Fourierovy řady
B_3	[mm],[-]	Koeficient Fourierovy řady
B_4	[mm],[-]	Koeficient Fourierovy řady
b	[mm]	Vzdálenost ok v hlavní ojnici
b_p	[-]	Experimentálně určený koeficient povrchové úpravy
D	[mm]	Vrtání válce
$D_{\text{ča}}$	[mm]	Vnější průměr čepu
d_{AB}	[mm]	Vzdálenost mezi uzlem na povrchu a uzlem pod povrchem
d_{vz}	[mm]	Průměr zkušební vzorku
F_{cm}	[N]	Celková síla působící na píst hlavního válce
F_{ci}	[N]	Celková síla působící na píst i-tého vedlejšího válce
F_{Npx}	[N]	Zbytková nevyváženost působící v ose x
F_{Npy}	[N]	Zbytková nevyváženost působící v ose y
F_{od}	[N]	Odstředivá síla rotačních částí
F_{oi}	[N]	Síla přenášená i-tou vedlejší ojnici
F_{os}	[N]	Síla přenášená první vedlejší ojnici
F_{ot}	[N]	Síla přenášená druhou vedlejší ojnici
F_p	[N]	Obecná síla od tlaku plynů
$F_{p'}$	[N]	Obecná síla od tlaku plynů
F_{pi}	[N]	Síla od tlaku plynů působící v i-tém válci
F_{pm}	[N]	Síla od tlaku plynů působící v hlavním válci
F_{ps}	[N]	Síla od tlaku plynů působící v prvním vedlejším válci
F_{pt}	[N]	Síla od tlaku plynů působící v druhém vedlejším válci
F_{si}	[N]	Celková setrvačná síla posuvných částí i-tého vedlejšího válce
F_{si1}	[N]	Celková setrvačná síla posuvných částí 1. řádu i-tého vedlejšího válce
F_{si2}	[N]	Celková setrvačná síla posuvných částí 2. řádu i-tého vedlejšího válce

F_{sm}	[N]	Celková setrvačná síla posuvných částí hlavního válce
F_{sm1}	[N]	Celková setrvačná síla posuvných částí 1. řádu hlavního válce
F_{sm2}	[N]	Celková setrvačná síla posuvných částí 2. řádu hlavního válce
F_{sx1}	[N]	Výslednice setrvačných sil posuvných částí 1. řádu v ose x
F_{sx2}	[N]	Výslednice setrvačných sil posuvných částí 2. řádu v ose x
F_{sx1i}	[N]	Setrvačná síla posuvných částí 1. řádu i-tého vedlejšího válce v ose x
F_{sx2i}	[N]	Setrvačná síla posuvných částí 2. řádu i-tého vedlejšího válce v ose x
F_{sx1m}	[N]	Setrvačná síla posuvných částí 1. řádu hlavního válce v ose x
F_{sx2m}	[N]	Setrvačná síla posuvných částí 2. řádu hlavního válce v ose x
F_{sx1s}	[N]	Setrvačná síla posuvných částí 1. řádu prvního vedlejšího válce v ose x
F_{sx2s}	[N]	Setrvačná síla posuvných částí 2. řádu prvního vedlejšího válce v ose x
F_{sx1t}	[N]	Setrvačná síla posuv. částí 1. řádu druhého vedlejšího válce v ose x
F_{sx2t}	[N]	Setrvačná síla posuv. částí 2. řádu druhého vedlejšího válce v ose x
F_{sy1}	[N]	Výslednice setrvačných sil posuvných částí 1. řádu v ose y
F_{sy2}	[N]	Výslednice setrvačných sil posuvných částí 2. řádu v ose y
F_{sy1i}	[N]	Setrvačná síla posuvných částí 1. řádu i-tého vedlejšího válce v ose y
F_{sy2i}	[N]	Setrvačná síla posuvných částí 2. řádu i-tého vedlejšího válce v ose y
F_{sy1m}	[N]	Setrvačná síla posuvných částí 1. řádu hlavního válce v ose y
F_{sy2m}	[N]	Setrvačná síla posuvných částí 2. řádu hlavního válce v ose y
F_{sy1s}	[N]	Setrvačná síla posuvných částí 1. řádu prvního vedlejšího válce v ose y
F_{sy2s}	[N]	Setrvačná síla posuvných částí 2. řádu prvního vedlejšího válce v ose y
F_{sy1t}	[N]	Setrvačná síla posuv. částí 1. řádu druhého vedlejšího válce v ose y
F_{sy2t}	[N]	Setrvačná síla posuv. částí 2. řádu druhého vedlejšího válce v ose y
F_V	[N]	Síla působící od vývažku
F_{Vp}	[N]	Síla od vývažku působící proti setrvačné síle posuvných částí
F_{Vpx}	[N]	Síla od vývažku působící proti setrvačné síle posuvných částí v ose x

F_{Vpy}	[N]	Síla od vývažku působící proti setrvačné síle posuvných částí v ose y
f_g	[-]	Korekční součinitel
f_p	[-]	Součinitel vlivu povrchu součástí
i_v	[-]	Počet válců
k	[-]	Únavová bezpečnost podle kritéria porušení podle Goodmana
k_{br}	[-]	Bezpečnost při konečné úpravě povrchu broušením
k_{kal}	[-]	Bezpečnost při konečné úpravě povrchu kalením
k_{kov}	[-]	Bezpečnost při konečné úpravě povrchu kováním
$l_{\check{c}}$	[mm]	Délka vedlejšího čepu
l_m	[mm]	Délka hlavní ojnice
l_r	[mm]	Vzdálenost těžiště klikového zalomení od osy otáčení klikové hřídele
l_{rho}	[mm]	Vzdálenost těžiště hlavní ojnice od středu hlavního oka
l_{rv}	[mm]	Vzdálenost těžiště vývažku od osy otáčení klikové hřídele
l_{rvo}	[mm]	Vzdálenost těžiště vedlejší ojnice od středu ojnicního oka
l_s	[mm]	Délka vedlejší ojnice
M_{omaxi}	[Nm]	Maximální ohybový moment působící na i-tý vedlejší čep
m_A	[g]	Redukovaná hmotnost posuvných částí vedlejší ojnice
m_B	[g]	Redukovaná hmotnost rotačních částí vedlejší ojnice
m_C	[g]	Redukovaná hmotnost rotačních částí hlavní ojnice
m_{celk1}	[g]	Hmotnost vedlejší ojnicní skupiny
m_{celk2}	[g]	Hmotnost hlavní ojnicní skupiny
m_D	[g]	Redukovaná hmotnost posuvných částí hlavní ojnice
m_E	[g]	Redukovaná hmotnost zalomení konající rotační pohyb
m_{kloz}	[g]	Hmotnost hlavního kluzného ložiska
m_{pist}	[g]	Hmotnost pístní skupiny
m_{ph}	[g]	Hmotnost posuvných částí hlavního válce

m_{pv}	[g]	Hmotnost posuvných částí vedlejšího válce
m_v	[g]	Hmotnost vývažku
m_{zal}	[g]	Hmotnost komponent zalomení klikové hřídele
n	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky
P	[-]	Poměr vnějšího průměru čepu k vnitřnímu průměru čepu
p_{atm}	[MPa]	Atmosférický tlak
p_i	[MPa]	Tlak plynů ve spalovacím prostoru i-tého válce
p_m	[MPa]	Tlak plynů ve spalovacím prostoru hlavního válce
p_s	[MPa]	Tlak plynů ve spalovacím prostoru prvního vedlejšího válce
p_t	[MPa]	Tlak plynů ve spalovacím prostoru druhého vedlejšího válce
R_e	[MPa]	Mez pevnosti
R_m	[MPa]	Mez kluzu
r_k	[mm]	Poloměr zalomení klikové hřídele
r_l	[mm]	Délka vedlejší ojnicí kliky
s_m	[mm]	Dráha pístu hlavního válce
s_s	[mm]	Dráha pístu prvního vedlejšího válce
s_t	[mm]	Dráha pístu druhého vedlejšího válce
V_{ks}	[cm ³]	Kompresní objem prvního vedlejšího válce
V_{km}	[cm ³]	Kompresní objem hlavního válce
V_{zs}	[cm ³]	Zdvihový objem prvního vedlejšího válce
V_{zm}	[cm ³]	Zdvihový objem hlavního válce
v	[m/s]	Rychlost
v_m	[m/s]	Rychlost pístu hlavního válce
v_s	[m/s]	Rychlost pístu prvního vedlejšího válce
v_t	[m/s]	Rychlost pístu druhého vedlejšího válce
W_o	[m ³]	Modul odporu v ohybu

Z	[mm]	Vzdálenost osy otáčení klikové hřídele od stropu spalovacího prostoru
Z_{km}	[mm]	Výška kompresního objemu hlavního válce
Z_{ks}	[mm]	Výška kompresního objemu prvního vedlejšího válce
Z_m	[mm]	Zdvih pístu v hlavním válci
Z_{pist}	[mm]	Kompresní výška pístu
Z_s	[mm]	Zdvih pístu v prvním vedlejší válci
α	[°]	Úhel natočení klikové hřídele
β_{cs}	[°]	Úhel natočení klikové hřídele vůči ose prvního vedlejšího válce
β_i	[°]	Úhel odklonu i-té vedlejší ojnice od osy i-tého vedlejšího válce
β_k/α_k	[-]	Poměrný součinitel vrubu a koncentrace napětí
β_s	[°]	Úhel odklonu první vedlejší ojnice od osy prvního vedlejšího válce
β_m	[°]	Úhel odklonu hlavní ojnice od osy hlavního válce
δ	[°]	Úhel rozevření mezi jednotlivými válci
δ_i	[°]	Úhel rozevření i-tého válce od hlavního válce
δ_s	[°]	Úhel rozevření prvního vedlejšího válce od hlavního válce
δ_{so}	[°]	Úhel mezi první vedlejší ojnicí a osou hlavní ojnice
δ_t	[°]	Úhel rozevření druhého vedlejšího válce od hlavního válce
ε_m	[-]	Kompresní poměr hlavního válce
ε_s	[-]	Kompresní poměr prvního vedlejšího válce
ε_t	[-]	Kompresní poměr druhého vedlejšího válce
ε_u	[rad/s ²]	Úhlové zrychlení
ε_{um}	[rad/s ²]	Úhlové zrychlení hlavní ojnice
ε_{us}	[rad/s ²]	Úhlové zrychlení první vedlejší ojnice
ε_{ut}	[rad/s ²]	Úhlové zrychlení druhé vedlejší ojnice
κ	[-]	Poměrný gradient napětí
ν	[-]	Součinitel spolehlivosti

$\Delta\sigma$	[MPa]	Rozkmit napětí
σ_1	[MPa]	Hlavní napětí
σ_2	[MPa]	Hlavní napětí
σ_3	[MPa]	Hlavní napětí
σ_A	[MPa]	Napětí podle hypotézy HMH v uzlu na povrchu
σ_B	[MPa]	Napětí podle hypotézy HMH v uzlu pod povrchem
σ_c	[MPa]	Mez únavy v tahu/tlaku
σ_{co}	[MPa]	Mez únavy v ohybu
σ_e	[MPa]	Ekvivalentní napětí
σ_{emax}	[MPa]	Maximální ekvivalentní napětí
σ_{emin}	[MPa]	Minimální ekvivalentní napětí
σ_{ea}	[MPa]	Amplituda napětí
σ_{em}	[MPa]	Střední napětí
σ_{HMH}	[MPa]	Napětí podle podmínky plasticity HMH
σ_{hn}	[MPa]	Maximální absolutní hodnota hlavního napětí
σ_{max}	[MPa]	Maximální redukované napětí
σ_{min}	[MPa]	Minimální redukované napětí
σ_{omaxi}	[MPa]	Maximální ohybové napětí pro vedlejší čep i-té vedlejší ojnice
σ_{omaxs}	[MPa]	Maximální ohybové napětí pro vedlejší čep první vedlejší ojnice
σ_{omaxt}	[MPa]	Maximální ohybové napětí pro vedlejší čep druhé vedlejší ojnice
σ_{odov}	[MPa]	Dovolené ohybové napětí
τ_{dov}	[MPa]	Dovolené smykové napětí
τ_{maxi}	[MPa]	Maximální smykové napětí pro vedlejší čep i-té vedlejší ojnice
τ_{maxs}	[MPa]	Maximální smykové napětí pro vedlejší čep první vedlejší ojnice
τ_{maxt}	[MPa]	Maximální smykové napětí pro vedlejší čep druhé vedlejší ojnice

φ_s	[°]	Rozdíl odklonu osy prvního vedlejšího válce a odklonu první vedlejší ojnicí kliky
ω	[rad/s]	Úhlová rychlost
ω_m	[rad/s]	Úhlová rychlost hlavní ojnice
ω_s	[rad/s]	Úhlová rychlost první vedlejší ojnice
ω_t	[rad/s]	Úhlová rychlost druhé vedlejší ojnice
HMH		Podmínka plasticity vzhledem k meznímu stavu pružnosti
MKP		Metoda konečných prvků

SEZNAM PŘÍLOH

Tištěné přílohy:

- Příloha 1 – Kinematika druhého vedlejšího pístu
- Příloha 2 – Fourierův rozklad rychlost a zrychlení pístů
- Příloha 3 – Fourierův rozklad úhlová rychlost a zrychlení ojníc
- Příloha 4 – Příprava modelu pro 3D tisk
- Příloha 5 – Render a 3D tisk modelů
- Výkresy hlavní ojnice, vedlejší ojnice, celkové sestavy

Elektronické přílohy:

- Písemné přílohy k diplomové práci ve formátu *.pdf
- 3D modely ve formátu *.stp
- Výpočtový script z programu Matlab